

Analiza utjecaja višestrukog ubrizgavanja na procese i produkte izgaranja u sporookretnom brodskom dizelskom motoru

Bernečić, Dean

Doctoral thesis / Disertacija

2011

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Maritime Studies, Rijeka / Sveučilište u Rijeci, Pomorski fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:188:185381>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-30**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository](#)



**SVEUČILIŠTE U RIJECI
POMORSKI FAKULTET**

Dean Bernečić

**ANALIZA UTJECAJA VIŠESTRUKOG UBRIZGAVANJA NA
PROCESE I PRODUKTE IZGARANJA U SPOROOKRETNOM
BRODSKOM DIZELSKOM MOTORU**

Doktorski rad

Mentor: Red prof. dr. sc. Ivica Šegulja, Pomorski fakultet u Rijeci

Komentor: Red prof. dr. sc. Vladimir Medica, Tehnički fakultet u Rijeci

Rijeka, 2011.

Predgovor

Ovaj rad je napravljen uz mentorstvo i nesebičnu pomoć dr. sc. Ivica Šegulje, red. prof. Pomorskog fakulteta u Rijeci, te komentorstvo dr. sc. Vladimira Medice red. prof. Tehničkog fakulteta u Rijeci, te im se ovim putem zahvaljujem na pomoći, smjernicama i podršci pruženoj prilikom izrade i završetka ovoga rada.

Nesebičnu pomoć prilikom rješavanja nekih teoretskih problema, primjenjujući programski alat Matlab, pružio mi je kolega i prijatelj Marko Valčić te mu još jednom veliko hvala.

Podaci s probnih vožnji i probnog stola, kao i potrebitu tehničku dokumentaciju motora tipa Wärsilä RT Flex, omogućili su djelatnici 3. Maja, posebno dipl. ing. Predrag Krstulja, uz dozvolu dipl. ing. Gordana Odorčića.

Hvala i svim prijateljima, bivšim i sadašnjim pomorcima, koji su uspjeli dobiti podatke iz eksploatacije za motore tipa MAN B&W serije ME.

Autor

Sažetak

U radu je opisan nuldimezionalni matematički model za simulaciju radnog procesa sporookretnog dvotaktnog brodskog dizelskog motora, na osnovu kojeg je napravljen računalni program u FORTRANU i Matlabu.

Temelj rada čini modeliranje izgaranja korištenjem Vibe funkcije te Fourierove funkcije 8. reda koja još točnije prezentira zakon izgaranja.

Izvršen je veliki broj simulacija kako bi se pronašli odgovarajući parametri Vibe funkcije, koeficijenti Fourierovog reda, kao i uvidjele pojedine zakonitosti.

Provjera modela je napravljena usporedbom sa stvarnim izmjerenim vrijednostima na tri sporookretna brodska dizelska motora na probnom stolu, probnoj vožnji i eksploataciji, na raznim režimima rada. Simulirani su režimi rada motora s ranijim i kasnijim ubrizgavanjima, kao i rad s manjim i većim pretičcima zraka te raznim parametrima forme i stupnja iskoristivosti izgaranja Vibe funkcije. Simulirane su i razne kombinacije trostrukog višestrukog ubrizgavanja te prezentirani oblici krivulje izgaranja i ostali dijagrami važni za usporedbu. Rezultati simulacija su prezentirani grafički i opisani tekstualno, te su izneseni najvažniji zaključci.

Simulacijski model primijenjen u ovom radu može biti korišten u optimiranju motora, kao alat za učenje studenata te kao pomoć pri obrazovanju kako novog tako i iskusnog strojarskog časničkog kadra.

Abstract

In this paper the two stroke slow speed diesel engine multidimensional model has been described and presented as the base for a new computer program made in FORTRAN and the language of technical computing Matlab.

The base of this dissertation is diesel engine combustion modeling, which is done using well known Vibe function, but also applying new Fourier's function found by investigation in this paper. To determine a suitable parameters of Vibe function, coefficients of Fourier's functions, and to realize the particular rules, a huge number of simulations has been done.

The results obtained by numerical simulation are confirmed by comparison with the values that were measured during engine test bed and ship trial. The three slow speed diesel engines on different working points have been researched. The simulations of advanced and late injection have been done, as well as different air-fuel ratio and different form parameters and combustion efficiencies. The sequential (multi) combustion in three phases is also simulated and presented heat release rate. The simulation's results has been presented graphically and described textually as well as main conclusions.

The simulation model presented in this paper can be used for optimization and final engine tuning as well as education tool for new and experienced marine engineers.

SADRŽAJ

| | |
|---|----|
| 1. UVOD | 1 |
| 1.1. Predmet istraživanja | 1 |
| 1.2. Cilj istraživanja | 2 |
| 1.3. Metode istraživanja | 3 |
| 2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA | 4 |
| 3. MODELIRANJE PROCESA U MOTORIMA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM .. | 10 |
| 3.1. Klasifikacija modela | 10 |
| 3.2. Svojstva radnog medija | 13 |
| 3.2.1. Svojstva idealnog plina..... | 15 |
| 3.2.2. Svojstva realnog plina | 19 |
| 3.3. Jednadžbe očuvanja mase, količine gibanja i energije | 20 |
| 3.4. Cilindar motora | 24 |
| 3.4.1. Osnovne jednadžbe stapnog mehanizma | 26 |
| 3.4.2. Gubici topline..... | 29 |
| 3.4.2.1. Uvod | 29 |
| 3.4.2.2. Temperatura stjenki cilindra | 33 |
| 3.4.2.3. Koeficijent prijelaza topline | 34 |
| 3.4.3. Propuštanje radnog medija | 40 |
| 3.4.4. Kompresija i ekspanzija..... | 41 |
| 3.4.5. Izgaranje | 41 |
| 3.4.6. Izmjena radnog medija | 47 |
| 4. ZAKON OSLOBAĐANJA TOPLINE | 50 |
| 4.1. Uvod | 50 |
| 4.2. Modeliranje zakona oslobađanja topline | 51 |
| 4.2.1. Jednostruka Vibe funkcija | 52 |
| 4.2.2. Dvostruka Vibe funkcija..... | 55 |
| 4.2.3. Opis zakona oslobađanja topline po Watson, Pilley, Marzouk metodi | 57 |
| 4.2.4. Poligon - hiperbola opis zakona oslobađanja topline..... | 59 |
| 4.2.5. Opis parametara Vibe funkcije | 61 |
| 4.2.5.1. Početak izgaranja | 62 |
| 4.2.5.2. Trajanje izgaranja | 63 |
| 4.2.5.3. Parametar forme | 64 |

| | |
|--|------------|
| 4.3. Određivanja zakona oslobađanja topline iz izmjerenih indikatorskih dijagrama | 68 |
| 4.3.1. Uvod..... | 68 |
| 4.3.2. Primjena na ispitivanim motorima..... | 73 |
| 4.3.3. Obrada zakona oslobađanja topline | 79 |
| 4.3.3.1. Zaglađivanje $dQ/d\varphi$ dijagrama..... | 79 |
| 4.3.3.2. Relativni udio izgorenog goriva..... | 84 |
| 4.3.3.3. Prikaz relativno oslobođene topline | 88 |
| 4.3.3.4. Matematički opis relativnog prikaza oslobođene topline ... | 91 |
| 5. OPIS I VALIDACIJA MODELA..... | 95 |
| 5.1. Opis rada simulacijskog modela..... | 95 |
| 5.2. Validacija modela | 107 |
| 5.2.1. Radne značajke ispitivanih motora..... | 107 |
| 5.2.2. Teoretski i stvarni stupanj kompresije | 110 |
| 5.2.3. Stvarni podaci za tlakove ovisno o kutu koljenastog vratila..... | 113 |
| 6. SIMULACIJA I REZULTATI VIŠESTRUKOG UBRIZGAVANJA | 133 |
| 6.1. Uvod | 133 |
| 6.2. Simulacija višestrukog ubrizgavanja..... | 136 |
| 7. ZAKLJUČAK | 154 |
| POPIS LITERATURE..... | 159 |
| POPIS OZNAKA I KRATICA | 165 |
| POPIS INDEKSA | 168 |
| POPIS SLIKA..... | 170 |
| POPIS TABLICA..... | 176 |
| DODACI..... | 177 |
| ŽIVOTOPIS | 182 |
| PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI..... | 184 |

1. UVOD

1.1. Predmet istraživanja

Predmet istraživanja ovoga rada je utjecaj višestrukog ubrizgavanja goriva na radne značajke sporookretnog brodskog dizelskog motora.

Četverotaktni brzookretni motori s višestrukim ubrizgavanjem u industriji osobnih i teretnih vozila u potpunosti su zamijenili staru generaciju dizelskih motora s jednostrukim ubrizgavanjem. Razlozi su sve stroži ekološki zahtjevi kojima nije moguće udovoljiti motorima s jednostrukim ubrizgavanjem.

U pomorstvu se za propulziju broda najčešće koriste srednjeokretni četverotaktni i sporookretni dvotaktni motori. Tu još uvijek postoji mogućnost izbora motora s mehaničkim ubrizgavanjem goriva, kao i nove generacije motora s elektronskom kontrolom ubrizgavanja. Razlozi su nešto blaži ekološki propisi u odnosu na vozilske motore, ali s tendencijom rasta, te je za očekivati da će se dozvoljene granice pojedinih polutanata približiti ili izjednačiti onima za motore koji se koriste na kopnenim vozilima.

Poznato je i kako zadovoljavanje sadašnjih i novih ekoloških propisa¹, nosi sa sobom povećanje specifične potrošnje goriva, utječe na glavne dijelove sustava goriva i sl. Potrošnja goriva se nastoji smanjiti ili održati u granicama prijašnjih generacija motora povećanjem stupnja iskoristivosti. Jedan od najvažnijih čimbenika koji utječu na povećanje stupnja iskoristivosti, pa time i smanjenje specifične potrošnje goriva, je upravo način ubrizgavanja goriva.

Promatrajući instaliranu snagu, najveći udio instaliranih motora na trgovačkim brodovima čine upravo sporookretni dvotaktni dizelski motori, kako zbog velike instalirane snage, tako i zbog svoje pouzdanosti, dugog vijeka eksploatacije, te vrlo niske specifične potrošnje, jeftinih, teških goriva. Potaknut višegodišnjim iskustvom, kako na brzookretnim i srednjeokretnim četverotaktnim brodskima motorima, tako i na sporookretnim dvotaktnim brodskim motorima, izabrana je predložena tema istraživanja.

¹ Ovo se osobito odnosi na novo nadolazeće propise za emisiju NO_x. Naime, 2016. na snagu stupa Tier III propis koji ograničava emisiju NO_x na 2 do 3,4 g/kWh ovisno o broju okretaja motora. Maksimalni postotak sumpora u gorivu morati će se smanjiti sa sadašnjih 3,5 % na najviše 0,1 %.

Istraživanje će biti usmjereno na usporedbu jednostrukog i višestrukog ubrizgavanja goriva u dvotaktnim, sporookretnim brodskim dizelskim motorima, koristeći nuldimenzijski simulacijski model.

1.2. Cilj istraživanja

Cilj istraživanja je utvrditi kako način i strategija ubrizgavanja goriva utječu na radne značajke motora, kao i korelacije između načina ubrizgavanja goriva i specifične potrošnje goriva.

Variranjem ulaznih parametara te promjenama broja ubrizgavanja i razdiobe količine ubrizganog goriva, pokušati će se pronaći optimalno ubrizgavanje za pojedine radne točke. Validacija modela će se izvršiti komparacijom dobivenih rezultata s izmjerenim vrijednostima na probnom stolu, probnoj vožnji ili eksploataciji za odabrani motor te za odabrane uvjete rada.

Komparacija će se provesti i s radnim značajkama istoga motora s jednostrukim ubrizgavanjem. Analiza i sinteza dobivenih rezultata trebala bi dati odgovore na pitanja o izboru načina ubrizgavanja.

Numeričkom simulacijom pokušati će se prikazati rad motora izvan radnog područja, kako bi se analiziralo što se događa u takvim režimima rada.

Model i dobiveni rezultati trebali bi biti pomoć, kako proizvođačima motora u preliminarnom podešavanju početka ubrizgavanja, tako i korisnicima u kasnijoj eksploataciji kod podešavanja motora i njegove glavne programske podrške (software) za kontrolu ubrizgavanja.

Podešavanje motora unutar radnog područja može se provesti i eksperimentalnim putem na probnom stolu ili probnoj vožnji, dok se numeričkim simulacijama ispituje šire područje rada motora te suzuje područje skupih eksperimentalnih istraživanja na području prihvatljivog područja rada motora.

Primjena bi bila i kod programiranja programske podrške za kontrolu ubrizgavanja goriva unutar i izvan radnog područja motora, tj. kad motor ulazi u kritična područja bilo u području visokih brojeva okretaja ili velikog otpora broda ili u područje vrlo malih brojeva okretaja i niskih opterećenja. Model bi

trebao poslužiti i u školovanju studenata brodstrojarskog smjera i časnika stroja, za lakše razumijevanje rada dizelskog motora te dijagnostiku.

1.3. Metode istraživanja

U znanstvenom istraživanju, obradi i analizi rezultata, kombinirati će se brojne znanstvene metode. Pomoću njih će se istražiti problem te pokušati dokazati postavljena hipoteza.

To su slijedeće znanstvene metode:

Metoda analize i sinteze, indukcija i dedukcija, metoda deskripcije, metoda klasifikacije i komparacije, metoda numeričkog modeliranja, statističke metode, metoda kompilacije, opća teorija sustava, metoda generalizacije i specijalizacije te metoda proučavanja dokumentacije.

Da bi se došlo do stvarnih podataka potrebnih za validaciju modela i analizu, koristiti će se podaci iz brodogradilišta s probnog stola, broda u eksploataciji i probne vožnje, podaci proizvođača motora, podaci s internetskih stranica te podaci iz instruktivskih knjiga motora i simulatora. U toj fazi koristiti će se metoda klasifikacije, statističke obrade, metoda analize i komparacije.

Matematički model višestrukog ubrizgavanja izraditi će primjenom numeričkog modeliranja, uz korištenje inženjersko-matematičkog «alata» Matlab te programskog jezika Fortran, a dobiveni rezultati biti će obrađeni statističkim metodama. Točnost dobivanja rezultata definirana je Newton Raphson-ovom metodom.

Optimiranje sustava provest će se simulacijama raznih stanja na više tipova sporookretnih dvotaktnih motora, promjenama ulaznih parametara te eventualno nekom od metoda primijenjene matematike.

Za analizu i usporedbu te sintezu dobivenih rezultata različitih tipova motora, kao i za validaciju modela, koristiti će se metoda komparacije.

Svi rezultati proračuna opisati će se deskriptivnom metodom uz primjenu slika i tablica.

2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

U daljnjem tekstu navedena je najznačajnija literatura koja je pregledana kod istraživanja navedenog problema i koja će biti korištena kod izrade doktorske disertacije.

Kada je dizelski motor, kao glavni pogonski stroj za propulziju velikih brodova, zamijenio parni stapni stroj, te kada su se uvidjele njegove prednosti nad ostalim pogonskim strojevima, započeo je i vrlo brzi razvoj novih tehnologija vezanih uz dizelske motore općenito, pa tako i za sporookretne dvotaktne brodske dizelske motore. U početku su se ispitivanja vršila većinom eksperimentalnim putem i metodama pokušaja i pogreške. Brzo se uvidjelo da je to skup i spor način dobivanja rezultata. To je bio razlog sve veće primjene matematičkih modela u razvoju motora.

Procese u motorima možemo podijeliti na zatvorene i otvorene sustave. Zatvoreni sustav uključuje procese unutar cilindra bez vanjskih dijelova sustava dok otvoreni sustav uključuje i izmjenu radnog medija, povezujući tako vanjske dijelove sustava kao što su usisni i ispušni kolektor.

Sam proces u cilindru možemo podijeliti na visokotlačni i niskotlačni dio. U niskotlačni dio spadaju kompresija i ekspanzija, dok u visokotlačni dio spada izgaranje.

Motor se može raščlaniti na dijelove koji se zasebno modeliraju, a te prostore od interesa nazivamo kontrolni volumeni. Stanje medija u kontrolnim volumenima može biti stacionarno, nestacionarno ili kvazistacionarno.

Razvoj teoretskih procesa u motorima započeo je rano, tako da je već krajem tridesetih godina *H. List* postavio osnove proračuna teoretskih procesa u motorima, a usporedo *Neumann. K., Zinner. K. i Vibe. I.*, istražuju i razvijaju metode za proračun visokotlačnog dijela procesa.

Kako na snagu i ekonomičnost motora veliki utjecaj ima izmjena radnog medija, razvijaju se i metode proračuna niskotlačnog dijela procesa. Osnova ovih metoda su zakoni dinamike plinova. Stacionarna metoda, kojom se obrađuje izmjena radnog medija, odnosno analiziraju procesi u cilindru i razvodnim uređajima, primjenjuje se u radovima [51] i [54].

Pischinger, Leiker, Wright, Gill i List, u svojim radovima iz tridesetih i četrdesetih godina, koriste tzv. nestacionarne metode kojima opisuju izmjenu radnog medija, uzimajući u obzir valno širenje tlaka plinova u cjevovodima.

Matematički modeli kod kojih se za male vremenske intervale (Δt), promjene stanja smatraju konstantnima, nazivaju se kvazistacionarne metode. Takve metode u svojim radovima koriste autori F.J. Wallace [52] i A.E. Simson [53].

Modeli kojima Mc Aulay [55] i Woschni [56] simuliraju procese u cilindrima, izvedeni su iz zakona o očuvanju energije i mase te iz jednadžbe stanja plina. Oni se približavaju stvarnim procesima u motoru. U model su uključene i promjene svojstva plina zbog kompresibilnosti i disocijacije. Metoda se sastoji od diferencijalnih jednadžbi koje se iterativno rješavaju po vremenskim razmacima. Stanje u cilindru motora na početku kompresije je pretpostavljeno, kao i dobava goriva. Konvergencijom rješenja uspostavlja se energetska ravnoteža turbopuhala te protoka radnog medija kroz motor i turbopuhalo.

Realni proces u cilindru brodskog propulzijskog motora, kao i proces u turbopuhalu te prolaznim kanalima i kolektorima po metodi «puni prazni» opisao je Boy [21].

Istom metodom je Winterbone i dr. [56] izradio numerički model motora, gdje je visokotlačni dio procesa opisan idealnim ciklusom, tj. izmjena topline između košuljice i okoline računa se samo tijekom ekspanzije, promjenom eksponenta politrope, dok se izmjena topline tijekom ostalih taktova, kao i izmjena topline u usisnim i ispušnim kanalima zanemaruju.

Simulaciju radnog procesa izradili su i Ledger [58] i Benson [59]. U ovim su radovima srednji efektivni tlak i temperatura ispušnih plinova uzeti u funkciji pretička zraka, dok je protok zraka za ispiranje cilindra uzet kao linearna funkcija izmjerene brzine vrtnje motora.

Jankov [2] je prikazao rezultate istraživanja matematičkog modeliranja procesa u dizelskim motorima te usisnim i ispušnim elementima dvotaktnih i četverotaktnih motora s i bez prednabijanja, u stacionarnom i nestacionarnom radu. Matematički modeli opisani u radu razvijeni su na temelju

kvazistacionarnih modela strujnih i termodinamičkih procesa. Za dobivanje realnijih rezultata u neke je procese inkorporirana i povratna veza regulatora, kao i disocijacija plina, promjenjivost mase plina uslijed propuštanja, različite sheme ispiranja, prijelaz topline, kontinuirana promjena sastava plinova te stvarni tijek dovođenja energije izgaranjem goriva. Za potrebe matematičkog modeliranja pojedinih termodinamičkih procesa razvijeni su analitički izrazi za parcijalne izvode specifične unutarnje energije, specifične entalpije i plinske konstante realnih i disociranih plinova izgaranja. Za numeričko rješavanje nelinearnih diferencijalnih jednadžbi korištene su odgovarajuće numeričke metode.

Problematikom i istraživanjem velikih sporookretnih dvotaktnih brodskih dizelskih motora bavi se i grupa znanstvenika s Tehničkog Sveučilišta u Ateni. Theotokatos i dr. istraživali su radne značajke sporookretnih dizelskih motora za vrijeme prijelaznih režima rada, a posebno su istraženi problemi s nedostatkom zraka kod prijelaznih režima pri maksimalnoj trajnoj snazi (MCR). Rezultati su objavljeni u radovima [60], [61], [62], [63].

U radovima [64], [65], [66], [67], znanstvenici Pomorskog fakulteta u Splitu, u području modeliranja tehničkih sustava, primjenjuju metodu sustavne dinamike. U njihovim su radovima opisane simulacije brodskog dizelskog propulzijskog sustava, te simulacija dizelskog agregata i sustava automatskog upravljanja.

V. Medica [15], opisuje nuldimenzijski model realnog procesa za simulaciju stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada dizelskog motora s prednabijanjem kod pogona sinkronog generatora. Model motora se temelji na običnim diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju mase i energije uz zadovoljenje jednadžbe stanja plina. Turbopuhalo je modelirano korelacijskim polinomima dobivenim iz polja značajki metodom najmanjih kvadrata. U obzir su uzeti i prijelazi topline na stjenke cilindra, kao i prijelazi topline u usisnom i ispušnom kolektoru s pripadajućim kanalima. Uz dizelski motor modelirani su i električni potrošači i to asinkroni elektro motor te omski otpor. Model je primijenjen za simulaciju uvjeta rada srednjeokretnog

četverotaktnog dizelskog motora s prednabijanjem 12 PC 2-2V 400, proizvođača S.E.M.T. Pielstick. Simuliran je start motora, opterećenje i rasterećenje, a posebno je određena granica naglog opterećenja koje dizelski motor još može prihvatiti, a da generator ne ispadne iz mreže. Analizirani su važniji utjecajni čimbenici dizelskog motora koji utječu na dinamičke uvjete rada sinkronog generatora. Prikazana je i cjelovita analiza dinamičkih uvjeta rada dizelskog motora. Kvalitativnom usporedbom dobivenih rezultata s mjerenjima ukazano je na vjerodostojnost modela.

Nuldimenzijski model je korišten i za izradu modela brodskog dizelskog motornog propulzijskog sustava kojeg je opisao N. Račić u svom magistarskom radu [68]. Motor je raščlanjen u kontrolne volumene u kojima je stanje u svakom trenutku homogeno, ali se mijenja u vremenu. Za modeliranje procesa izgaranja u cilindrima primijenjena je Vibe-ova funkcija. Modelom su obuhvaćeni procesi izmjene mase i energije s okolinom. Izvršeno je i modeliranje turbine i puhala. Dinamika rotirajućih dijelova motora, brodskih vratila i vijka opisana je običnom diferencijalnom jednadžbom za kruto tijelo u rotaciji. Pumpa za ubrizgavanje goriva opisana je koristeći izmjereno polje karakteristika. Detaljno je opisana uloga regulatora, te je izvedena jednadžba djelovanja regulatora. Matematički model je primijenjen na računalu, koristeći aplikaciju POWERSIM 2,5. Modelom je simuliran rad brodskog dizelskog motora MAN-B&W 6S50MC te pogonski sustav s vijkom s nepomičnim krilima. U radu je izvršen čitav niz simulacija dinamičkih uvjeta rada motora. Validacija podataka proračuna s podacima dobivenih na probnom stolu pokazuje odstupanje unutar 3 %.

T. Mrakovčić je u doktorskoj disertaciji [19] prikazao matematički model i računalnu aplikaciju namijenjenu simulaciji stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada procesa u brodskom pogonskom postrojenju. Posebno je obrađen model brodskog motora pri pogonu broskog vijka i pogonu električnog generatora. Također je detaljno obrađen model rashladnog sustava koji opisuje ponašanje sustava hlađenja u različitim pogonskim uvjetima.

G. Radica je u doktorskoj disertaciji [18] obradio dijagnosticiranje stanja i optimiranje rada brodskih dizelskih motora uz pomoć tzv. ekspertnih sustava. U

radu se primjenjuje EKSE aplikacija koja obrađuje izmjerene podatke te na osnovu toga vrši dijagnostiku stanja motora. Posebno je izrađen termodinamički model radnog procesa dvotaktnih dizelskih motora s uzdužnim ispiranjem. Analiza je obavljena na više tipova brodskih sporookretnih dvotaktnih motora.

N. Račić je u doktorskoj disertaciji [16] nastavio istraživanje procesa u sporookretnom dvotaktnom dizelskom motoru s prednabijanjem i vijčanim propulzorom s fiksnim krilima. U radu je nadograđen prije spomenuti nuldimenzijski model. Matematički model je izveden iz osnovnih zakona mehanike, termodinamike, prijenosa topline i dinamike fluida, a međusobno su povezani tokovima za prijenos mase i energije. Numerički model je implementiran na računalu korištenjem računalne aplikacije MATLAB 7.0 - SIMULINK. Izrađeni model tijekom simulacije omogućuje istodobno praćenje svih veličina uključene u model što olakšava analizu parametara koji se istražuju, kao i interaktivni rad između korisnika i računalne aplikacije na način proizvoljnog mijenjanja parametara za vrijeme simulacije što omogućuje brzu provjeru hipoteze istraživača. Komparacijom proračunatih rezultata s izmjerenim radnim značajkama ispitivanog motora MAN-B&W 6S50MC u rasponu opterećenja od 25% do 110% provjerena je točnost modela. Na modelu je ispitan utjecaj prekida dobave goriva jednom cilindru na radne značajke motora. Analizirano je i pet načina poboljšanja odziva regulatora pri nagloj promijeni opterećenja te je ponuđeno najpovoljnije rješenje. Simuliran je i utjecaj plovidbe po uzburkanom moru koristeći funkciju izmjerene promijene momenta broskog vijka u vremenu. U takvom su režimu analizirane radne značajke motora i turbopuhala uz pretpostavku referentnih uvjeta okoline, kao i idealnog tehničkog stanja ostalih sustava motora. U radu je istražen i utjecaj onečišćenja turbine na radne značajke motora i turbopuhala, kao i prikazana mogućnost utvrđivanja krajnjih granica radnih značajki te određivanje sigurnih pogonskih stanja dizelskog motora.

T. Senčić je u doktorskoj disertaciji [69] koristio višedimenzionalni model za simulaciju emisije čađe i NO_x-a, koristeći otvoreni programski komplet alata Open FOAM. Ugrađen je model za svojstva teškog goriva i model za emisiju

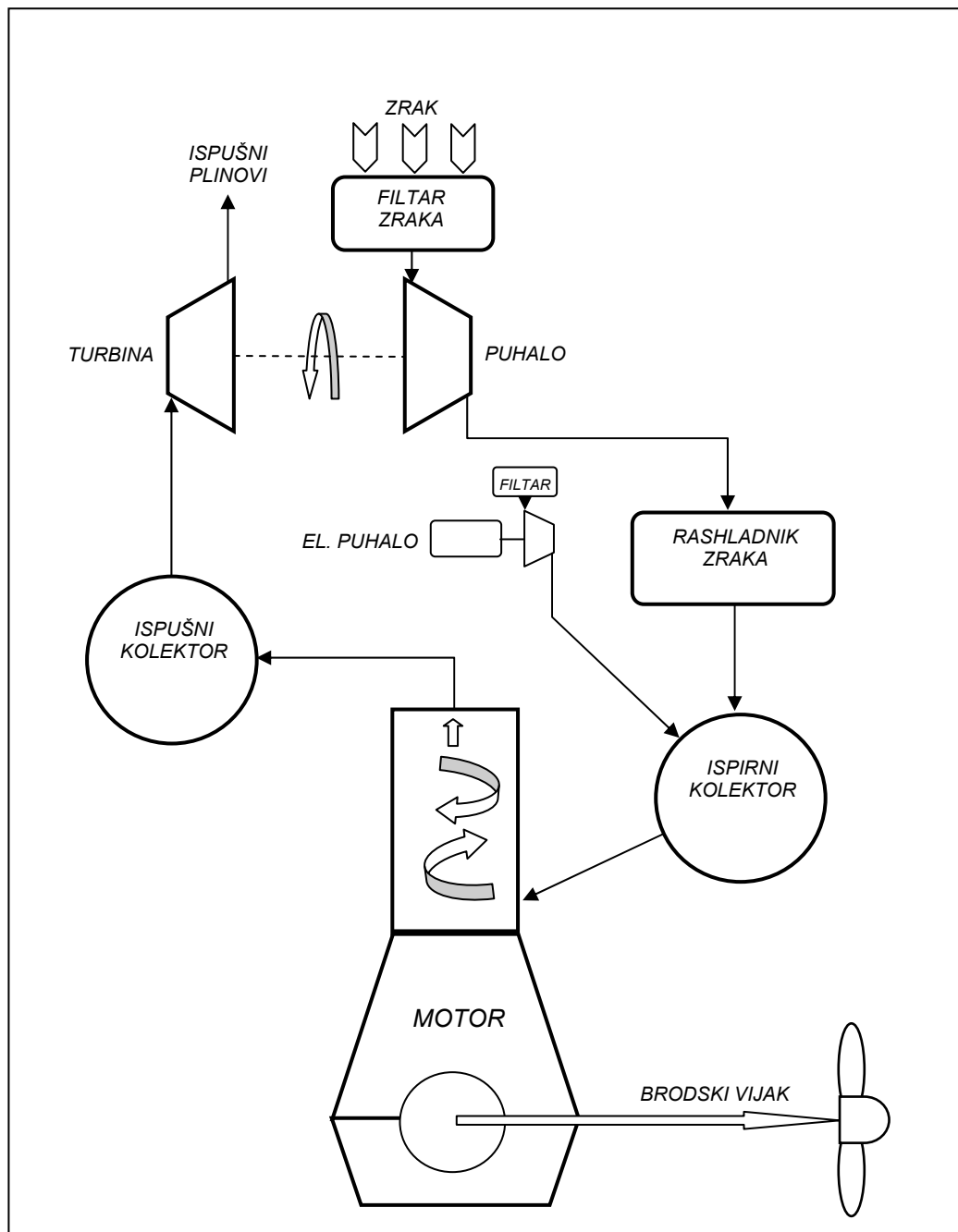
čađe. Korigirani su parametri modela mlaza, kao i testiran čitav raspon proračunskih mreža različitih karakteristika. Validacija je vršena u komori izgaranja konstantnog volumena, na vozilskom dizelskom motoru te na velikom brodskom motoru. Nakon što je postignuto zadovoljavajuće poklapanje s eksperimentalnim mjerenjima, izvršena je serija simulacija, pri čemu su analizirane mogućnosti smanjenja emisija. Korištene su strategije smanjenja temperature ispirnog zraka, recirkulacije ispušnih plinova te alternativnih strategija višestrukog ubrizgavanja. Nakon izvršene analize, sve testirane metode su se pokazale kao djelotvorne u smanjenju emisije štetnih tvari.

Naglasiti treba da proračuni rađeni ovakvim i sličnim višedimenzionalnim modelima traju vrlo dugo (do 28 sati u dotičnom radu), čak i s računalima novih generacija s procesorom radnoga takta od 2.33 GHz. Trajanje proračuna ovisi o broju ćelija mreže analiziranog prostora izgaranja.

3. MODELIRANJE PROCESA U MOTORIMA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

3.1. Klasifikacija modela

Grafički model sporookretnog brodskog dizelskog motora može se shematski prikazati kao na slici 3.1.



Slika 3.1: Shematski prikaz dizel-motornog propulzijskog sustava sa sporookretnim dvotaktnim dizelskim motorom s prednabijanjem

Elementi sustava na slici 3.1. su: cilindar motora, ispušni kolektor, turbina, puhalo (kompresor), pomoćno puhalo pogonjeno elektromotorom, rashladnik zraka, ispirni kolektor, te brodski vijak kao potrošač snage.

Kod matematičkog opisa, potrebnog za izradu simulacijskih modela, svaka komponenta se posebno opisuje matematičkim izrazima iz mehanike, termodinamike, zakona o prijenosu topline i dinamike fluida, u kombinaciji s empirijskim ili polu empirijskim izrazima dobivenim eksperimentalnim putem.

Nivo matematičkog opisa i samog modela ovisi o predmetu istraživanja, ali u pravilu se koristi ona metoda koja je za određeni predmet istraživanja najjednostavnija, a daje prihvatljive rezultate.

Prema Heywoodu [28] i Boulochosu [29], procesi u motorima s unutrašnjim izgaranjem mogu se opisati s nuldimenzionalnim modelima (0D), kvazidimenzionalnim modelima (QD), te višedimenzionalnim modelima (MD).

Modelirani kontrolni volumen može se promatrati kao jednozonski ili se može podijeliti u više zona pa imamo jednozonske², višezonske³ i modele srednje vrijednosti⁴.

Za razliku od jednozonskih i dvozonkih, višezonski modeli dijele kontrolni volumen na više zona. Za prostor cilindra motora to je zona izgorenog goriva, zona neizgorenog goriva te zona blizu stijenki prostora izgaranja. Svaka se zona opisuje istim matematičkim pristupom kao i kod jednozonskog ili dvozonkog modela.

Kvazidimenzionalni model (QD) se temelji na istim postavkama kao i nuldimenzionalni model. Kontrolni volumeni također mogu biti podijeljeni u dvije ili više zona. Kvazidimenzionalni modeli uzimaju u obzir termodinamičke parametre radnog medija i parametre strujnog polja u cilindru motora. Tako se može ispitivati utjecaj geometrije prostora izgaranja, pripreme radne smjese, opterećenja, broja okretaja i ostalog. Najveći nedostatak im je vrijeme proračuna

² Modeli koji prostor izgaranja, tj. kontrolni volumen opisuju preko jedne zone zovu se jednozonski modeli.

³ Ako se prostor izgaranja dijeli u dvije zone ili više zona, takvi se modeli nazivaju dvozonki ili višezonski.

⁴ Modeli srednje vrijednosti korišteni su u svrhu kontrole i dijagnostike stanja [20], dok se ne mogu primijeniti kod analize samog izgaranja.

koje je znatno duže u odnosu na nuldimenzionalne. Ovi modeli uzimaju u obzir utjecaj turbulencije na zakašnjenje paljenja, širenje mlaza goriva i njegovog miješanja sa zrakom. Mogu se uzeti u obzir i heterogena stanja po volumenu prostora izgaranja.

Kod svakog od gore opisanih modela, stanje u promatranom kontrolnom volumenu se može pretpostaviti kao stacionarno, nestacionarno ili kvazistacionarno.

Stanje sustava kod kojeg se parametri sustava ne mijenjaju u vremenu iako sustav s okolinom izmjenjuje energiju nazivamo stacionarnim. Kod nestacionarnog stanja se parametri sustava mijenjaju s vremenom dok se kod kvazistacionarnih stanja uzimaju mali vremenski intervali (Δt) u kojima nema promjena stanja, ali slijedeći interval uzima u obzir rezultate dobivene iz prvog intervala.

Višedimenzionalni modeli su počeli nalaziti sve veću primjenu paralelno s razvojem računala. Čak i danas s najnovijim generacijama računala složeni proračuni ovakvih modela traju prilično dugo. Razlog razvoja i nadogradnje u primjeni ovakvih modela u razvoju MSUI je prvenstveno u ograničenosti nul, jedno i kvazidimenzionalnih modela, čije je vrijeme proračuna u usporedbi s višedimenzionalnim modelima neusporedivo kraće.

Nuldimenzionalni jednozonski modeli ne omogućuju dobivanje dobrih rezultata u predviđanju emisija NO_x-a i čađe. U tu svrhu se koriste višedimenzionalni više zonski modeli gdje se emisija NO_x-a proračunava za svaku zonu i kontrolni volumen korak po korak⁵, uz korištenje kinetike kemijskih reakcija. Veličina kontrolnog volumena se odabire s obzirom na odabrani cilj istraživanja i prostor koji se ispituje. Za prostor od interesa mreža kontrolnih zona/volumena je gušća i obrnuto.

U ovom radu primijeniti će se nuldimenzionalni, jednozonski model procesa za simulaciju stacionarnih režima rada dizelskog motora s prednabijanjem, koji podrazumijeva homogenu smjesu u danom trenutku po cijelom prostoru cilindra (kontrolnom volumenu).

⁵ Korak je definiran stabilnošću numeričkog modela.

Kod primjene jednozonskih modela pretpostavlja se:

- da je u cilindru cijelo vrijeme homogena smjesa idealnog plina,
- da se trenutno stanje smjese može opisati tlakom i temperaturom smjese te sastavom plinova, odnosno pretičkom zraka,
- da se gorivo koje ulazi u cilindar trenutno miješa i trenutno izgara.

U ovome radu ograničilo se na simulaciju procesa koji se odvija u cilindru od trenutka zatvaranja ispušnog ventila do trenutka otvaranja ispušnog ventila.

Procesi koji se događaju izvan kontrolnog volumena uzimaju se u obzir preko ulaznih podataka potrebnih za rad simulacijskog modela, dok se simulacije procesa koji se događaju izvan cilindra motora i njihovih međusobnih ovisnosti ne rade.

3.2. Svojstva radnog medija

Materiju opisujemo na dva načina, s pojmom mase ili količine. Masu označavamo s m , a osnovna jedinica u SI sustavu je 1 kg. Oznaka za količinu tvari je M , a osnovna jedinica je 1 kmol.

Količina tvari omogućava kontrolu nad brojem molekula. Po definiciji količina 1 kmola sadrži $6,022 \cdot 10^{26}$ molekula (do 1998. god. se koristio broj $6,023 \cdot 10^{26}$), bez obzira o kakvim se molekulama radi, malim ili velikim. Taj broj molekula označava se ili kao Loschmidtov broj, N_L , ili kao Avogadrov broj, N_A , s dimenzijom kmol^{-1} .

U kemiji se obično koristi manja jedinica količine:

$$1 \text{ mol} = 10^{-3} \text{ kmol} = 6,022 \cdot 10^{23}$$

Za smjesu plinova podrazumijevamo:

- a) da se ponaša po jednadžbi idealnog plina;

$$pV = M_{uk} R_0 T, \quad (3.1)$$

pri čemu je M_{uk} ukupni broj molova svih sudionika,

b) da je ukupni pritisak smjese plinova jednak sumi parcijalnih pritisaka svakog sudionika, tj. pritisak koji bi bio kada bi svaki pojedini sastojak ispunjavao cijeli volumen pojedinačno,

c) da je unutarnja energija, entalpija i entropija smjese jednaka sumi pojedinačnih unutarnjih energija, entalpija i entropija svakog pojedinog sudionika kada bi on ispunjavao cijeli volumen pojedinačno.

Ukupni broj molova u smjesi računa se kao:

$$M_{uk} = \sum M_i, \quad (3.2)$$

gdje je:

M_i količina pojedinog sudionika u [kmol],

M_{uk} je ukupna količina [kmol] = $\sum_{i=1}^n M_i$.

Specifični molni kapacitet smjese;

$$C_{V,smjese} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot C_{V,i}, \quad (3.3)$$

gdje je:

$C_{V,i}$ - specifični molni toplinski kapacitet pojedinog sudionika [kJ/kmolK],

r_i - volumni udio pojedinih sudionika u smjesi [kmol/kmol].

Slijedi:

$$C_{V,smjese} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot C_{V,i} = \sum_{i=1}^n \frac{M_i}{M_{uk}} \cdot C_{V,i} = \frac{1}{M_{uk}} \sum_{i=1}^n M_i \cdot C_{V,i} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot C_{V,i}}{\sum_{i=1}^n M_i} \quad (3.4)$$

3.2.1. Svojstva idealnog plina

Idealni plin zadovoljava opću jednadžbu stanja;

$$pV = MR_0T, \quad (3.5)$$

gdje je M broj molova [kmol], a R_0 je opća plinska konstanta koja iznosi 8314,4 [J/kmolK]. Mol je količina plina molne mase m_w [kg/kmol].

Plinska konstanta,

$$R = \frac{R_0}{m_w} \left[\frac{\text{J/kmolK}}{\text{kg/kmol}} = \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]. \quad (3.6)$$

Slijedi;

$$p \cdot V = M \cdot m_w \cdot R \cdot T = m \cdot R \cdot T, \quad (3.7)$$

gdje je m masa (količina) plina u [kg].

Jednadžba stanja može biti izražena preko specifičnog volumena (v [m³/kg]) i gustoće (ρ [kg/m³]);

$$v = \frac{V}{m} \rightarrow p \cdot v \cdot m = m \cdot R \cdot T \rightarrow p \cdot v = R \cdot T, \quad (3.8)$$

$$\rho = \frac{1}{v} \rightarrow \frac{p}{\rho} = R \cdot T \rightarrow p = \rho \cdot R \cdot T. \quad (3.9)$$

Ako jednadžbu stanja izrazimo preko specifičnog molnog volumena (v_M [m³/kmol]) imamo:

$$p \cdot v_M = R_0 \cdot T. \quad (3.10)$$

Ako se izraz 3.10 izrazi preko molne gustoće imamo:

$$p \cdot \rho_M = \frac{1}{R_0 \cdot T}. \quad (3.11)$$

Iz izraza 3.11 slijedi izraz za izračunavanje molne gustoće;

$$\rho_M = \frac{p}{R_0 \cdot T} \left[\frac{\text{kmol}}{\text{m}^3} \right]. \quad (3.12)$$

Ako izraz 3.12 pomnožimo s molnom masom ($m_w[\text{kg}/\text{kmol}]$) dobiva se gustoća u $[\text{kg}/\text{m}^3]$:

$$\rho = \frac{p}{R_0 \cdot T} \cdot m_w \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]. \quad (3.13)$$

Unutarnja energija kod idealnih plinova ovisi samo o temperaturi, odnosno;

$$u = f(T) . \text{ tj. } u = c_v \cdot T . \quad (3.14)$$

U stvarnosti, unutarnja energija kod većine realnih plinova ovisi o gravitaciji (potencijalnoj energiji), brzini plina i kapilarnosti [4]. Razni autori, poput [4], [5], [8], [35] i dr. koriste različite izraze za određivanje specifične unutarnje energije. U ovom radu koristi se polinomski izraz iz [4] i on ima općeniti oblik;

$$u = \sum_{n=0}^5 a_n T^n , \quad (3.15)$$

gdje koeficijenti a_0 do a_5 ovise o vrsti plina i temperaturnim granicama i dani su u dodatku 1 na kraju rada. Konstanta a_0 predstavlja unutarnju energiju na apsolutnoj 0, odnosno energiju stvaranja $-u_0$. Slijedi;

$$u = u_0 + \sum_{n=1}^5 a_n T^n . \quad (3.16)$$

Promatrajući poseban slučaj idealnog plina s unutarnjom energijom $u = u_0 + a_1 T$, specifična toplina pri konstantnom volumenu definira se kao;

$$C_V = \left(\frac{dq}{dT} \right)_V = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_V . \quad (3.17)$$

Za taj poseban slučaj idealnog plina, gdje je C_V konstantan i neovisan o temperaturi, $C_V = a_1$, pa je $u = u_0 + C_V \cdot T$. Općenito se može pisati;

$$C_V = \sum_{n=1}^5 n \cdot a_n \cdot T^{n-1} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right] \text{ ili } \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]. \quad (3.18)$$

Za količinu plina od M [kmol], unutarnja energija (U) je;

$$U = M \cdot u \left[\text{kmol} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} = \text{kJ} \right]. \quad (3.19)$$

Za masu plina od m [kg], unutarnja energija (\bar{U}) je;

$$\bar{U} = m \cdot \bar{u} \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \text{kJ} \right].$$

Specifična entalpija (h) idealnog plina može se prikazati kao;

$$h = u + p \cdot v_M = u + R_0 \cdot T \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right], \quad (3.20)$$

gdje je v_M specifični molni volumen [m^3/kmol], ili;

$$\bar{h} = \bar{u} + p \cdot v = \bar{u} + \frac{p}{\rho} = \bar{u} + R \cdot T \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right], \quad (3.21)$$

gdje je v specifični volumen [m^3/kg].

Slijedi;

$$h = h(T) = u_0 + \sum_{n=1}^5 a_n T_n + R_0 T. \quad (3.22)$$

Na apsolutnoj 0, kad je $T = 0 \rightarrow h = h_0 = u_0$.

Za poseban slučaj idealnog plina kod kojeg se unutarnja energija mijenja linearno s temperaturom;

$$h = h_0 + C_V \cdot T + R_0 \cdot T. \quad (3.23)$$

Specifična toplina pri konstantnom tlaku C_p ;

$$C_p = \left(\frac{dq}{dT} \right)_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p. \quad (3.24)$$

Vrijedi da je: $C_p = C_V + R_0$, a entalpija je: $h = h_0 + C_p \cdot T$.

Za termodinamičke procese s plinovima konstantnih specifičnih toplina, a koji mijenjaju stanja, h_0 i u_0 se mogu postaviti na 0 i tada je;

$$\begin{aligned} u &= C_V \cdot T, \\ h &= C_p \cdot T, \\ h - u &= (C_p - C_V) \cdot T = R_0 \cdot T, \quad C_p - C_V = R_0. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Za plin količine M [kmol], entalpija je; $H = M \cdot h$ [kJ] ili $\bar{H} = m \cdot h$ [kJ], kada je masa plina m [kg]. Podaci za plin se obično daju preko entalpija, prije nego preko unutarnje energije. Konvencionalni polinomijalni oblik takvoga prikaza je;

$$\frac{h(T)}{R_0 \cdot T} = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4. \quad (3.26)$$

Odgovarajući oblik za unutarnju energiju može se prikazati oblikom;

$$\frac{u(T)}{R_0 \cdot T} = (a_1 - 1) + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4. \quad (3.27)$$

Koeficijenti polinoma za izračunavanje unutarnje energije i specifičnog toplinskog kapaciteta pojedinih sudionika u smjesi preuzeti su iz [4] – dodatak 1. Razni autori, poput Heywood, Blair i dr., daju svoje oblike polinoma za izračunavanje specifičnih toplinskih kapaciteta i unutarnjih energija pojedinih sudionika u smjesi, s drugačijim vrijednostima koeficijenata.

U ovom programu uzima se 6 sudionika u smjesi (Ugljični monooksid – CO, ugljični dioksid – CO₂, vodena para – H₂O, kisik – O₂, dušik – N₂, i gorivo – C_nH_m), dok se ostali zanemaruju jer imaju mali utjecaj na rezultat.

Ovakav se pristup koristi posljednjih 25 godina i daje sasvim zadovoljavajuće rezultate kod primjene na motore s unutarnjim izgaranjem, kod kojih je primarni cilj modeliranje procesa s gledišta snage. Ako se želi modelirati i stvaranje štetnih sastojaka (NO_x, CO,...), potrebno je uzeti najmanje 10 sudionika (CO, CO₂, H₂O, O₂, N₂, NO, NO₂, H, H₂, C_nH_m). Uzimanje u obzir samo 6 sudionika daje dobre rezultate predikcije tlaka u cilindru, jedino što daje prevelike temperature u visokotlačnom dijelu procesa zbog nepostojanja procesa disocijacije, koji “troše” dio energije i time snižavaju temperaturu.

3.2.2. Svojstva realnog plina

Svojstva realnog plina tj. svojstva smjese produkata izgaranja i zraka u MSUI (specifična unutarnja energija u i plinska konstanta R) ovise o tlaku, temperaturi i pretičku zraka, pa se može pisati:

$$u = f(p, T, \lambda), \quad (3.28)$$

$$R = f(p, T, \lambda). \quad (3.29)$$

Diferenciranjem jednadžbi (3.28) i (3.29) dobiva se:

$$\frac{du}{d\varphi} = \left(\frac{\partial u}{\partial p}\right) \frac{dp}{d\varphi} + \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right) \frac{dT}{d\varphi} + \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda}\right) \frac{d\lambda}{d\varphi}, \quad (3.30)$$

$$\frac{dR}{d\varphi} = \left(\frac{\partial R}{\partial p}\right) \frac{dp}{d\varphi} + \left(\frac{\partial R}{\partial T}\right) \frac{dT}{d\varphi} + \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda}\right) \frac{d\lambda}{d\varphi}. \quad (3.31)$$

Logaritmiranjem i deriviranjem jednadžbe stanja plina $pV = mRT$ dobiva se:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\varphi} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\varphi} \quad (3.32)$$

Ako se izraz $dR/d\varphi$ iz jednadžbe (3.31) uvrsti u jednadžbu (3.32), nakon sređivanja dobiva se:

$$\left[\frac{1}{p} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right] \frac{dp}{d\varphi} = \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial T} \right) \right] \frac{dT}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi}. \quad (3.33)$$

Radi pojednostavljenja definira se:

$$A = 1 + \frac{T}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial T} \right), \quad (3.34)$$

$$B = 1 - \frac{p}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial p} \right), \quad (3.35)$$

$$C = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right) \cdot \frac{p}{B}. \quad (3.36)$$

Ako se iz jednadžbe (3.33) izvuče izraz za $dp/d\varphi$, pojednostavi izrazima (3.34), (3.35) i (3.36), te uvrsti u jednadžbu (3.30), sređivanjem se dobiva:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{dT}{d\varphi} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) + \frac{A p}{B T} \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right) \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} + C. \quad (3.37)$$

3.3. Jednadžbe očuvanja mase, količine gibanja i energije

Osnovne jednadžbe koje se koriste pri opisivanju procesa u kontrolnom volumenu su zakon očuvanja mase, zakon očuvanja količine gibanja i zakon očuvanja energije.

Zakon očuvanja mase zatvorenog sustava govori da masa ostaje konstantna bez obzira na procese koji se odvijaju unutar sustava, odnosno materija ne može biti stvorena ili uništena pretvaranjem energije iz jednog oblika u drugi. Drugim riječima, masa produkata mora biti jednaka masi reaktanata.

Primjenom zakona očuvanja mase na otvoreni sustav cilindra motora kao kontrolni volumen vrijedi:

$$\frac{dm_C}{d\varphi} = \sum_i \frac{(dm_C)_i}{d\varphi} = \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{dm_i}{d\varphi} + \frac{dm_{pr}}{d\varphi}. \quad (3.38)$$

Ova jednadžba opisuje brzinu promjene mase plina u cilindru motora po kutu koljenastog vratila, a određena je masom dovedenog goriva ($dm_g/d\varphi = dQ_g/(H_d \cdot d\varphi)$), masom medija koji ulazi kroz ispirne otvore $dm_u/d\varphi$, masom medija koji struji kroz ispušni ventil $dm_i/d\varphi$, te masom medija koji zbog propuštanja izlazi izvan kontrolnog volumena ($dm_{pr}/d\varphi$).

Zakon očuvanja energije ili prvi glavni stavak govori da se energija nekog zatvorenog sustava ne mijenja s vremenom. Općeniti oblik tog zakona je;

$$Q = U_2 - U_1 + L + \Delta E_p + \Delta E_k + \sum E, \quad (3.39)$$

gdje $U_2 - U_1$ predstavlja promjenu unutarnje energije, ΔE_p je promjena potencijalne energije, ΔE_k je promjena kinetičke energije, a $\sum E$ je suma svih ostalih energija.

Primjenom zakona očuvanja energije na otvoreni sustav MSUI, vrijedi da se dovedena toplina troši na promjenu unutarnje energije, promjenu entalpije te izvršeni rad:

$$dQ = dU \pm dH + pdV. \quad (3.40)$$

Ekvivalentno vrijedi:

$$\sum_i dQ_i = dU \pm \sum_j (h_j \cdot dm_j) + pdV. \quad (3.41)$$

Kod zatvorenog sustava promjena entalpije jednaka je nuli ($dH = 0$), pa jednadžba 3.41 prelazi u:

$$\sum_i dQ_i = dU + pdV, \quad (3.42)$$

gdje je:

$$dU = d(m \cdot u) = m \cdot du + u \cdot dm. \quad (3.43)$$

Uvrštavanjem izraza za ukupnu unutarnju energiju dU iz jednadžbe (3.42) u jednadžbu (3.40), te deriviranjem po kutu koljena, slijedi osnovna jednadžba za količinu dovedene energije u cilindar motora po kutu koljenastog vratila. To se još naziva brzinom dovođenja topline:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} \pm u \frac{dm}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}. \quad (3.44)$$

Integriranjem tog izraza dobiva se ukupno dovedena toplina po jednom radnom ciklusu:

$$\int \frac{dQ}{d\varphi} = \int \left(m \frac{du}{d\varphi} \pm u \frac{dm}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (3.45)$$

Sličnim postupkom dobiva se jednadžba očuvanja energije za cilindar motora kod otvorenog sustava ($dH \neq 0$):

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} = \left(\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} \right) + \left(h_g \frac{dm_g}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \frac{dm_i}{d\varphi} + h_{pr} \frac{dm_{pr}}{d\varphi} \right). \quad (3.46)$$

U gornjem izrazu član $\sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi}$ predstavlja izmjenu toplinske energije između radnog medija (gorivo + zrak) i granica sustava po kutu koljenastog vratila, dok član $\sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi}$ predstavlja ukupnu promjenu entalpije.

Iz jednadžbe (3.44) slijedi:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{m} \left(\frac{dQ}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (3.47)$$

Izjednačavanjem (3.37 i (3.47), nakon sređivanja slijedi:

$$\frac{dT}{d\varphi} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) + \frac{A}{B} \frac{p_c}{T} \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right) \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} + C = \frac{1}{m} \left(\frac{dQ}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (3.48)$$

Iz (3.48) slijedi jednadžba realnog procesa u cilindru motora za radni medij koja opisuje brzinu promjene temperature ovisno o kutu koljenastog vratila:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\left[\frac{dQ}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} - m \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] - C}{m \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) + \frac{A}{B} \frac{p}{T} \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right) \right]}. \quad (3.49)$$

U jednadžbi (3.48),

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} \quad (\text{iz j. 3.46}).$$

Članovi A , B i C sadrže utjecaj plinske konstante u ovisnosti o promijeni tlaka (p) i temperature (T).

Uz uvjet da je:

$$\frac{\partial R}{\partial T} = 0, \quad \frac{\partial R}{\partial p} = 0 \quad \text{i} \quad \frac{\partial u}{\partial p} = 0,$$

jednadžbe (3.34), (3.35) i (3.36) prelaze u oblik:

$$A = 1, \quad B = 1 \quad \text{i} \quad C = 0.$$

Uvrštavanjem tih vrijednosti u jednadžbu (3.49) dobiva se osnovna diferencijalna jednadžba realnog procesa u cilindru motora za brzinu promjene temperature za idealni plin:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)} \left[\frac{dQ}{d\varphi} \pm u \frac{dm}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} - m \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right]. \quad (3.50)$$

Karakteristične veličine smjese zraka i produkata izgaranja $\left(u, h, \kappa, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p} \right)$, mogu se dobiti pomoću analitičkih izraza u funkciji temperature i pretička zraka [19].

3.4. Cilindar motora

Cilindar dizelskog motora predstavlja jedan od kontrolnih volumena. To je prostor u kojem se odvija izgaranje, a omeđen je stjenkama glave, površinom ispušnog ventila, stjenkama košuljice te površinom čela stapa koji se giba. Gibanje stapa uvjetuje promjenu tog kontrolnog volumena, a samim time i osnovnih parametara procesa.

Temeljem prije izvedenih jednadžbi može se napisati diferencijalna jednadžba brzine promjene temperature unutrašnjosti cilindra (indeks - C), ovisno o kutu koljenastog vratila;

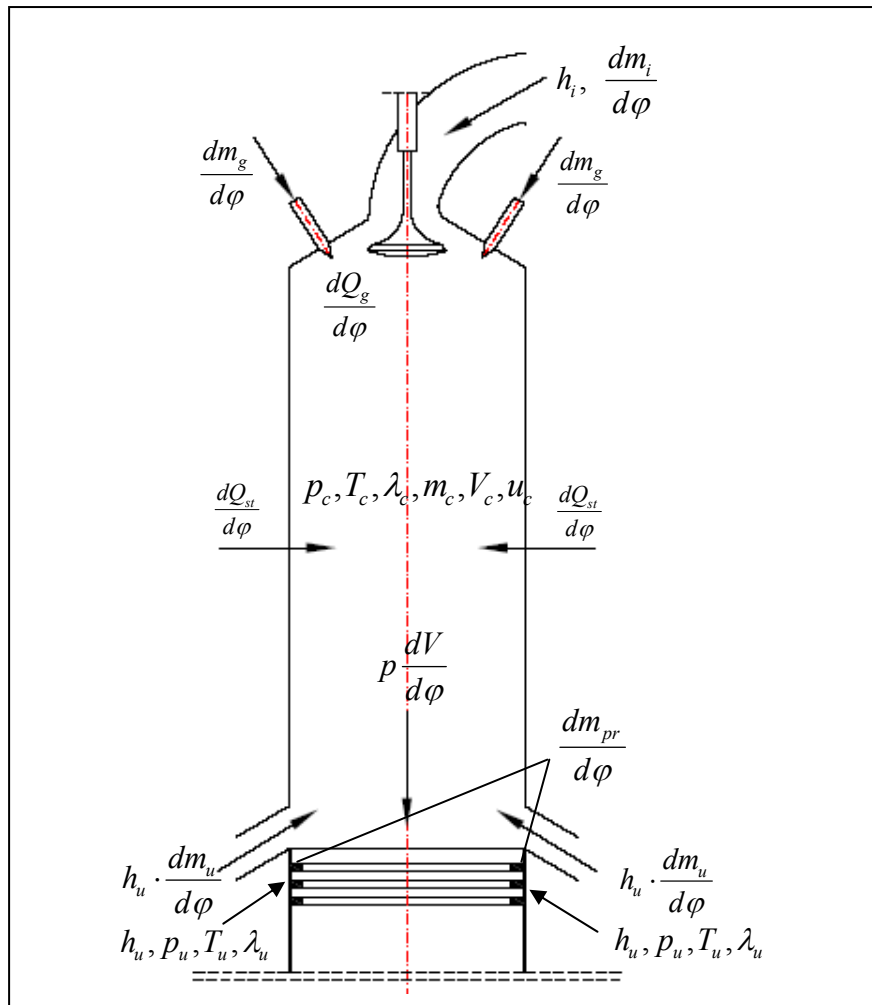
$$\frac{dT_C}{d\varphi} = \frac{1}{m_C \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_C} \left[\frac{dQ_C}{d\varphi} - u_C \frac{dm_C}{d\varphi} - p_C \frac{dV_C}{d\varphi} - m_C \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_C \frac{d\lambda_C}{d\varphi} \right], \quad (3.51)$$

izraz za brzinu dovođenja topline;

$$\frac{dQ_C}{d\varphi} = \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} = \left(\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} \right) + \left(h_g \frac{dm_g}{d\varphi} + h_{dz} \frac{dm_{dz}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \frac{dm_i}{d\varphi} + h_{pr} \frac{dm_{pr}}{d\varphi} \right), \quad (3.52)$$

te izraz za brzinu promjene mase:

$$\frac{dm_C}{d\varphi} = \sum_i \frac{(dm_C)_i}{d\varphi} = \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{dm_i}{d\varphi} + \frac{dm_{pr}}{d\varphi}. \quad (3.53)$$



Slika 3.2: Raspodjela toplinske energije u cilindru dvotaktnog motora

$\frac{dQ_g}{d\varphi}$ je brzina oslobađanja topline izgaranjem goriva u cilindru,

$\frac{dQ_{st}}{d\varphi}$ je brzina izmjene topline koja se dovodi (odvodi) kroz stijenke,

$h_u \frac{dm_u}{d\varphi}$ je brzina promjene entalpije koja ulazi kroz ispirne kanale,

$h_i \frac{dm_i}{d\varphi}$ je brzina promjene entalpije koja izlazi (ulazi) kroz ispušni ventil,

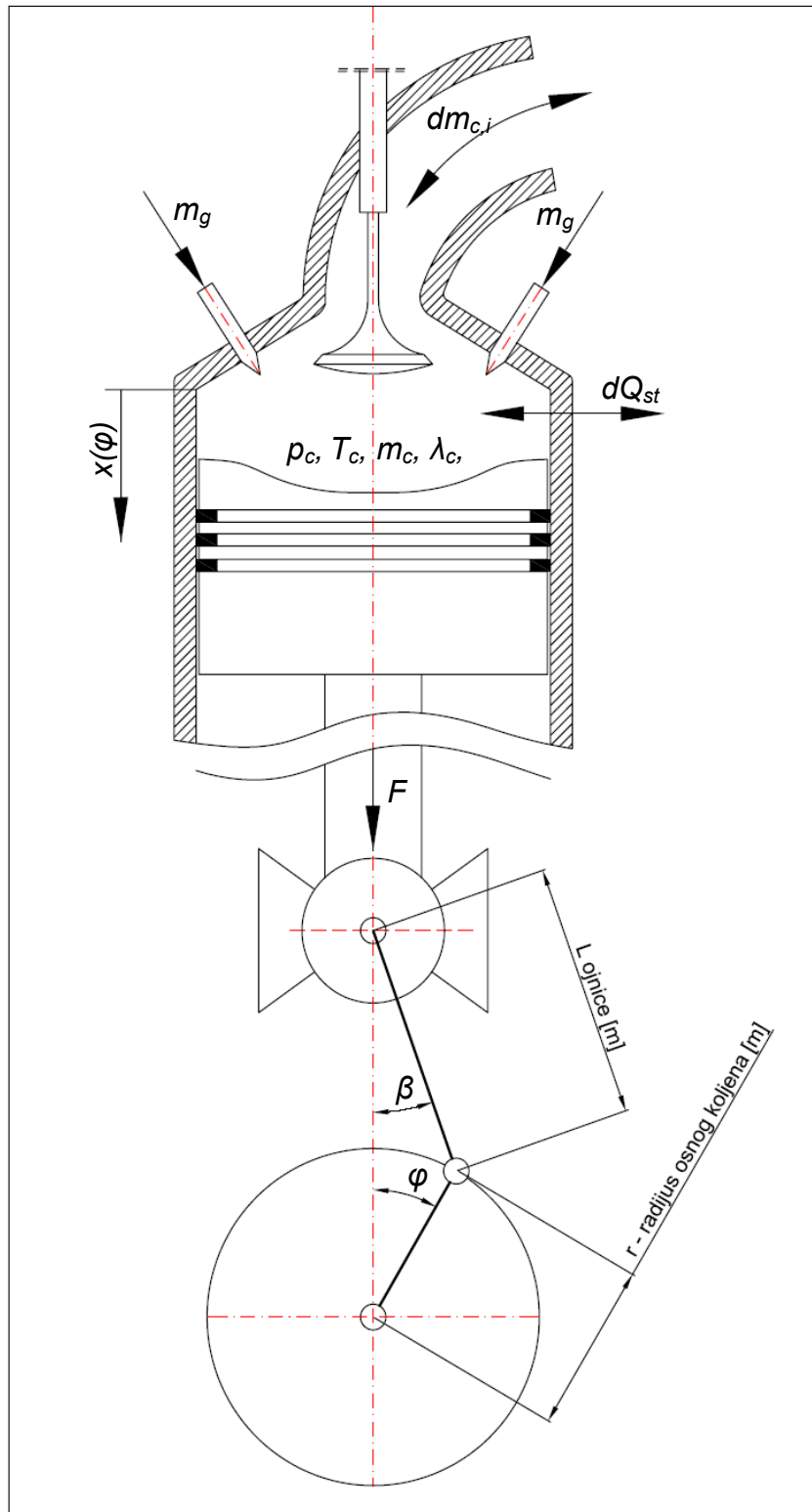
$h_{pr} \frac{dm_{pr}}{d\varphi}$ je brzina promjene entalpija koja izlazi (ulazi) u cilindar uslijed propuštanja,

$p \frac{dV}{d\varphi}$ je izvršeni rad,

h, p, T, λ su svojstva plina tj. entalpija, tlak, temperatura i pretičak zraka za usisni medij (indeks u) ili ispušni medij (indeks i) ili cilindra (indeks c).

3.4.1. Osnovne jednadžbe stapnog mehanizma

Stapni mehanizam možemo prikazati kao na slici 3.3.



Slika 3.3: Kontrolni volumen cilindra motora s osnovnim veličinama stapnog mehanizma

Djelovanjem tlaka na stap ostvaruje se rad u promatranom intervalu, koji se izražava kao:

$$dW_c = p_c \cdot dV_c. \quad (3.54)$$

Tlak u cilindru izračunava se iz jednadžbe stanja idealnog plina:

$$p_c = \frac{m_c T_c R_c}{V_c}. \quad (3.55)$$

Trenutni volumen u cilindru proračunava se iz kinematike koljenastog mehanizma. Volumen cilindra za neki položaj klipa na udaljenosti x je:

$$V_c = \frac{d^2 \pi}{4} x + V_0, \quad (3.56)$$

gdje je V_0 volumen kompresijskog prostora, a udaljenost x se mijenja promjenom položaja klipa, ovisno o kutu koljenastog vratila φ - (slika 3.4) i može se opisati izrazom:

$$x = r + l - r \cos \varphi - l \cos \beta = r(1 - \cos \varphi) + l \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi} \right). \quad (3.57)$$

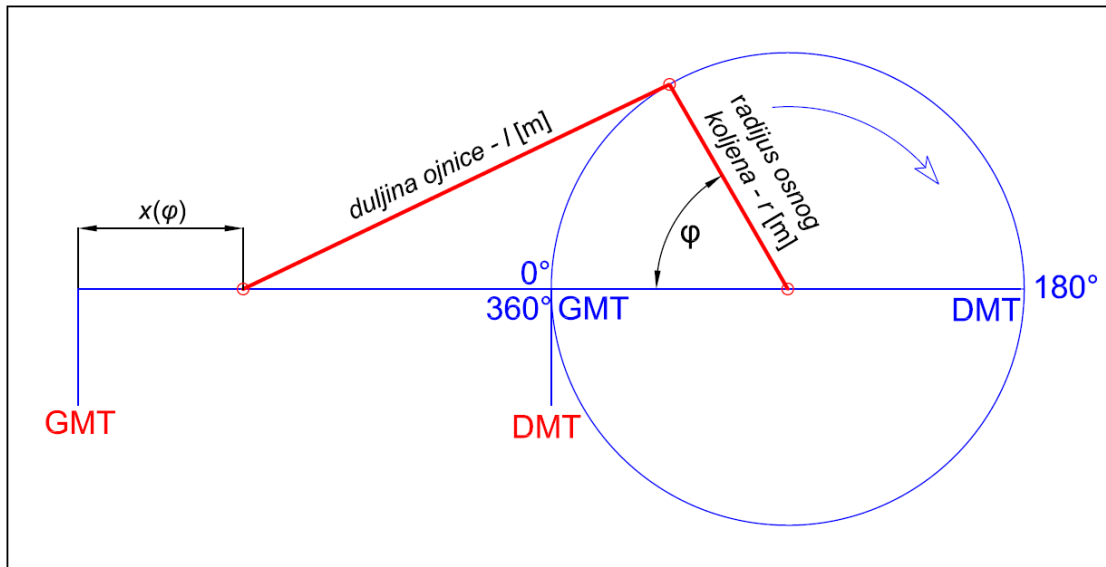
U gornjoj jednadžbi;

r je polumjer koljenastog vratila,

l je duljina ojnice.

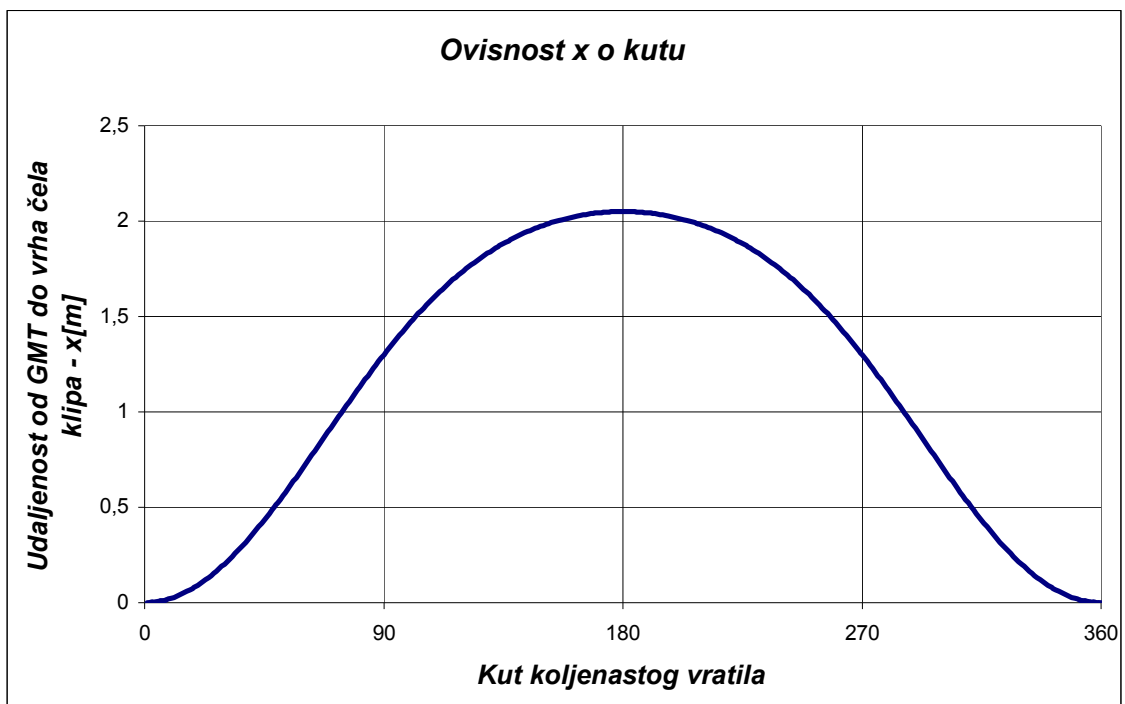
Omjer polužja koljenastog mehanizma je;

$$\lambda_m = \frac{r}{l}. \quad (3.58)$$



Slika 3.4: Shematski prikaz stapnog mehanizma

Na slici 3.5 pokazana je promjena vrijednosti x ovisno o kutu zakreta koljenastog vratila na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50.

Slika 3.5: Promjena udaljenosti x ovisno o položaju koljenastog vratila na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50

Stapajni volumen;

$$V_s = \frac{d_c^2 \pi}{4} r. \quad (3.59)$$

Geometrijski stupanj kompresije;

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_0}{V_0}. \quad (3.60)$$

Trenutni volumen cilindra;

$$V_c = \frac{V_s}{2r} x + \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{V_s}{2} \left(\frac{x}{r} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right). \quad (3.61)$$

Uz korištenje jednadžbe (3.57) dobiva se izraz za trenutni volumen cilindra:

$$V_c = \frac{V_s}{2} \left[\frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_m} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi} \right) \right]. \quad (3.62)$$

Brzina promjene volumena cilindra po kutu koljenastog vratila dobiva se diferenciranjem izraza (3.62) po kutu zakreta koljenastog vratila φ :

$$\frac{dV_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[\sin \varphi + \lambda_m \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi}} \right]. \quad (3.63)$$

3.4.2. Gubici topline

U slijedećem poglavlju objasniti će se važnost gubitaka topline u motorima s unutarnjim izgaranjem.

3.4.2.1. Uvod

Temperatura plina u cilindru motora se tijekom procesa izgaranja kratkotrajno penje do 2500 °C. Prosječna temperatura plina usrednjena po procesu iznad je 800 °C. Maksimalne temperature metala koji su u doticaju s tim

temperaturama ograničene su na znatno manje vrijednosti⁶. Zbog toga pojedine dijelove motora treba hladiti. Usljed velikih temperaturnih razlika između medija i stjenki cilindra javljaju se veliki toplinski tokovi (fluksevi), koji mogu u periodu izgaranja doseći vrijednost do 10 MW/m^2 [28]. Tijekom ostalih procesa u MSUI toplinski tok je mali ili zanemariv. Dakle toplinski tok varira po intenzitetu, smjeru, prostoru i vremenu.

Toplinski tok je najveći u dijelu cilindra gdje su najveće temperature i brzine plinova izgaranja. Upravo na tim dijelovima potrebno je hlađenjem održavati temperaturu materijala u dozvoljenim granicama. Temperatura stjenki plinske strane košuljice mora se održavati ispod $180 \text{ }^\circ\text{C}$, kako bi se spriječilo razbijanje i koksiranje uljnog filma⁷.

Prijelaz topline utječe na radne značajke motora, iskoristivost i emisije. Za istu količinu goriva dovedenu u cilindar, veći prijelaz topline na stjenke cilindra (veće hlađenje), znači pad tlaka i pad prosječne temperature plinova izgaranja, smanjujući tako rad, odnosno iskoristivost. Toplinu oduzima ili predaje, ovisno o kojem dijelu procesa se radi, rashladna voda i ulje za podmazivanje.

U početku procesa ispiranja, stjenke košuljice su obično toplije od ispirog zraka. Ispirni zrak, čija se temperatura kreće oko $40 \text{ }^\circ\text{C}$, relativno je velike brzine, pa dolazi do prijelaza topline s košuljice na ispirni zrak. To povećava volumen zraka, odnosno smanjuje iskoristivost punjenja motora, što opet utječe na radne značajke motora.

Na početku kompresije toplina prelazi sa stjenki cilindra, stapa i glave na zrak. Tijekom kompresije temperatura ispirog zraka raste te kad naraste iznad temperature stjenki košuljice, glave i stapa, toplina prelazi sa zraka na stjenke.

U taktu izgaranja i ekspanzije plinovi izgaranja dostižu najviše temperature procesa. Brzine gibanja plinova su velike te u tom periodu imamo najveći toplinski tok s radnog medija na stjenke cilindra. Kako odmiče ekspanzija, brzina i temperatura plinova izgaranja pada, pa se smanjuje i toplinski tok.

⁶ Granične temperature za lijevano željezo (gizu) se kreću oko $400 \text{ }^\circ\text{C}$, a za aluminij oko $300 \text{ }^\circ\text{C}$.

⁷ Danas se ta temperatura kod brzohodnih motora kreće i preko $200 \text{ }^\circ\text{C}$, koristeći visokokvalitetna motorna ulja koja podnose tako visoke temperature.

U trenutku otvaranja ispušnog ventila ponovno se povećava brzina strujanja plinova izgaranja zbog razlike tlakova u cilindru i ispušnom kolektoru. Tada se pojavljuje nagli pad tlaka i temperature, a veliki dio osjetne topline koju sadrže plinovi izgaranja se odvodi u ispušni sustav⁸. Dio te topline se prenosi na stjenke ispušnog ventila i ispušnog kanala koji je hlađen zbog održavanja temperaturnih granica materijala, a preostali dio napaja plinsku stranu turbo-puhala. Ispušni kolektor je izoliran te upravo o kvaliteti izolacije ovisi gubitak (prijelaz) topline kroz stjenke ispušnog kolektora. On treba biti što manji kako bi se što više topline dovelo u turbo-puhalo. Više topline na turbo-puhalu daje veću snagu turbo-puhala, a time i dovod veće količine zraka u cilindar. Moderne izvedbe turbo-puhala s promjenjivom geometrijom kanala statorskog kola imaju veću iskoristivost, odnosno iskorištavaju veći toplinski pad.

Trenje između stapa, prstenova i košuljice također utječe na stvaranje dodatnog toplinskog opterećenja.

U cilindru motora, prijelaz topline se najvećim dijelom obavlja konvekcijom, a za vrijeme izgaranja i zračenjem. Temperaturno polje je nestacionarno i nehomogeno, pa postoje razlike koeficijenta prijelaza topline na pojedinim mjestima. Kod dizelskih motora, za razliku od benzinskih, zračenje može imati značajan udio u ukupnom toplinskom toku, te ga treba uzeti u razmatranje.

U praktičnim proračunima i simulacijama najčešće se koriste koeficijenti prijelaza topline dobiveni eksperimentalnim putem za pojedini tip motora, koji se sebi uz konvektivni udio prijelaza topline sadrže i udio zračenja.

Količina topline, koja se konvekcijom preko stjenki predaje rashladnoj vodi, kreće se od $1/3$ do $1/4$, izgaranjem dovedene topline. Otprilike polovica te topline se prenosi na stjenke unutar cilindra dok se veći dio preostale polovice prenosi na stjenke ispušnog kanala, u slučaju kada kanal nije izoliran.

Ispušni kanali su danas najčešće izolirani zbog pospješivanja kemijskih reakcija koje smanjuju ili uklanjaju neizgorene ugljikovodike (CH) i ugljični monooksid (CO) u ispušnim plinovima. Takva izvedba znatno smanjuje prijenos

⁸ Najprije kolektor, a zatim na turbinu, pa preko utilizatora van broda u atmosferu.

topline, pa time i znatno pada opterećenje na rashladnu vodu, kao medija za odvođenje topline.

Za vrijeme radnog ciklusa stvarni toplinski tok varira u vremenu i prostoru. Način i izbor matematičkog opisa, a time i kompleksnost simulacija, ovisi o predmetu i detaljnosti istraživanja.

Možemo reći da postoje dvije krajnosti. Prva, jednostavnija, je proračun ukupnog prijelaza topline na rashladni medij pomoću srednjeg koeficijenta prijelaza topline na cijeloj površini u vremenu i prostoru. U tu svrhu se najčešće koriste empirijske ili polu empirijske jednadžbe.

Druga, za proračun znatno teža krajnost, je slučaj kada se ispituju termička opterećenja pojedinih dijelova motora⁹. U takvim slučajevima, procjena prostorne raspodjele i vremenske promjene toplinskog toka mora biti što preciznija, pa se koriste i znatno složeniji algoritmi koristeći višedimenzionalne modele.

Najčešći slučajevi predviđanja snage, iskoristivosti i emisija «padaju» unutar ove dvije krajnosti, tj. kvazidimenzionalni modeli (QD - modeli) daju zadovoljavajuće rezultate.

U ovom radu se ne promatra detaljan utjecaj na toplinska opterećenja pojedinih dijelova motora, pa se koristi srednji koeficijent prijelaza topline.

Vremenska procjena toplinskog toka unutar cilindra je važna, ali prostorna raspodjela zna biti puno važnija. Po Bensonu [5], zahtijevana točnost procjene nije velika, jer greška od 10% u procjeni ukupnog prijelaza topline za vrijeme ciklusa obično generira grešku unutar $\pm 1\%$ kod proračuna snage i iskoristivosti. Za istu vrijednost greške od 10%, a kod predviđanja CO, utjecaj je zanemariv, za NO_x je oko 1%, dok za CH je oko 2%.

U cilindru motora toplina se prenosi na površine stjenki koje omeđuju prostor izgaranja. Površina kompresijskog prostora cilindarske glave i čela stapa je konstantna, dok se izložena površina stjenke košuljice mijenja ovisno o položaju stapa.

⁹ Stap, glava, ispušni ventil ili slično.

3.4.2.2. Temperatura stjenki cilindra

Za određivanje količine topline koja se predaje stjenkama cilindra potrebno je poznavati temperaturu stjenki. Toplina koja se predaje stjenkama određuje termičko opterećenje, a njeno je poznavanje vrlo važno za stacionarne radne točke. Kako nisu poznate vremenske i lokalne promijene temperature stjenki, uzimaju se srednje vrijednosti. Srednju temperaturu stjenke se može odrediti iz izraza za prijelaz topline [26]:

$$T_{i,st,sr} = \frac{T_{C,sr} \cdot A_{i,sr} \cdot \alpha_{\kappa,sr} \cdot \left(\frac{\delta_{st}}{\lambda_{st} \cdot A_{st}} + \frac{1}{\alpha_{RV} \cdot A_{i,RV}} \right) + T_{RV}}{1 + \left(\frac{\delta_{st}}{\lambda_{st} \cdot A_{st}} + \frac{1}{\alpha_{RV} \cdot A_{i,RV}} \right) \cdot A_{i,sr} \cdot \alpha_{C,sr}} . \quad (3.64)$$

Gdje je:

Indeks RV – rashladna voda,

λ_{st} - toplinska provodljivost stjenke [W/mK],

δ_{st} - debljina stjenke [m].

Za izračunavanje srednje vrijednosti za površinu stjenke $A_{i,sr}$ i koeficijenta prijelaza topline $\alpha_{\kappa,sr}$ koristi se izraz:

$$\alpha_C = \frac{\int \alpha_{C,i} \cdot A_{C,i}}{A_C} = \frac{\int \alpha_{C,i} \cdot A_{C,i}}{A_{C,i}} . \quad (3.65)$$

Integracija se vrši za jedan cijeli radni ciklus. Ako se u prvoj aproksimaciji polazi od vremenski i prostorno srednjih temperatura te ravne stjenke, moguće je odrediti temperature dijelova na osnovu jednodimenzionalnog modela koji koristi pojam termičkog otpora [15]. U većini slučajeva moguće je srednju temperaturu stjenke zadati ili procijeniti na osnovu poznatih rubnih uvjeta, tako da se proračunavanje druge radne točke može izvesti analogno po osnovi termičke provodljivosti sustava.

Temperatura sjedišta ispušnog ventila je još jedna karakteristična veličina termičkog opterećenja. Ona se proračunava po empirijskoj jednadžbi koja je predložena u radu [27]:

$$t_{SV} = t_{SV,o} \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_o}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{\eta_{vol}}{\eta_{vol,o}}\right)^{-0,16} \cdot \left(\frac{n_M}{n_{M,o}}\right)^{0,44} \cdot \left(\frac{p_e}{p_{e,o}}\right)^{0,16}, \quad (3.66)$$

gdje indeks 0 označava poznate vrijednosti pojedinih parametara na poznatom motoru kod određenog režima rada.

3.4.2.3. Koeficijent prijelaza topline

Istraživanjima [12] i [31] utvrđeno je da je temperatura stjenki košuljice, klipa i glave u stacionarnom režimu rada konstantna, pa se može računati sa srednjom temperaturom površina [16]. Razlika koeficijenata prijelaza topline na pojedinim mjestima može se zanemariti, pa se prihvaća srednji koeficijent prijelaza topline - α_κ .

Brzina prijelaza topline konvekcijom može se izraziti kao:

$$\frac{dQ_{st}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n \alpha_\kappa \cdot A_{st,i} (T_{st,i} - T_C) \frac{dT}{d\varphi}. \quad (3.67)$$

Površina stjenke na kojoj se odvija prijelaz topline jednaka je izloženoj površini stjenke cilindra ($A_{C,i}$), uvećanoj za dio površine stapa do prvog stapnog prstena:

$$A_{st} = \sum_i A_{C,i} + 2 \cdot d_C \cdot \pi \frac{h_K}{3}, \quad (3.68)$$

gdje je h_K visina boka stapa od čela do prvog stapnog prstena.

U izrazu 3.67 najveća nepoznanica je α_κ . Kako se o ponašanju (gibanju) plina unutar cilindra malo zna, najčešće se za izračunavanje α_κ koriste empirijske formule dobivene eksperimentalnim mjerenjima za razne slučajeve.

Sve jednadžbe za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline polaze od Nusseltove teorije prijelaza topline. Taj bezdimenzionalni broj definiran je izrazom:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot b}{K}, \quad (3.69)$$

gdje je $\alpha \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$ koeficijent prijelaza topline, $b[\text{m}]$ je debljina stjenke, a $K \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ je koeficijent toplinske vodljivosti.

Na osnovu Nusseltove značajke i eksperimentalnih mjerenja, Woschni [12], [43], je predložio jednadžbu za srednji koeficijent prijelaza topline α_κ , koju koriste i citiraju mnogi autori.

U simulacijama ovoga rada također se koristio Woschnijev izraz, budući da je za istraživanu temu dao najbolje rezultate. Izbor α_κ ovisi o brzini plina na površini cilindra, odnosno izmjena topline između radnog medija i unutarnje površine cilindra vrši se najvećim dijelom prisilnom konvekcijom. Tako u literaturi nalazimo veliki broj izraza za α_κ , a neki od najpoznatijih jesu:

$$1. \text{ Woschni; } \alpha_\kappa = 130,5 \cdot D_C^{-0,2} \cdot p_C^{0,8} \cdot T_C^{-0,53} \cdot w^{0,8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right], \quad (3.70)$$

gdje je;

D_C - promjer cilindra [m],

p_C - tlak [bar],

T_C - temperatura cilindra [K],

$$w = C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot (p_C - p_{C,K}) \cdot \frac{V_S \cdot T_{C,UZ}}{P_{C,UZ} \cdot V_{C,UZ}},$$

gdje je;

c_m - srednja stapna brzina [m/s],

V_S - stapajni volumen [m³],

$p_{C,UZ}, T_{C,UZ}, V_{C,UZ}$ - tlak, temperatura i volumen u trenutku zatvaranja usisa (kod sporookretnog dvotaktnog brodskog motora je to trenutak zatvaranja ispušnog ventila),

$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot c_{vr} / c_m$ - tijekom izmjene radnog medija,

$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_{vr} / c_m$ - tijekom kompresije ili ekspanzije,

$C_2 = 0,00324 \text{ ms}^{-1} \text{K}^{-1}$ - za diz. motore s direktnim ubrizgavanjem,

$C_2 = 0,00622 \text{ ms}^{-1} \text{K}^{-1}$ - za dizelske motore s pretkomorom,

c_{vr} / c_m - omjer brzine vrtloga i srednje stapne brzine.

$$2. \text{ Eichelberg; } \alpha_\kappa = 2,83 \cdot c_m^{0,33} (p_C T_C)^{0,5} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right], \quad (3.71)$$

$$3. \text{ Annand; } \alpha_\kappa = a \cdot \left(\frac{\lambda}{D_C} \right) \cdot \text{Re}^{0,7} + \frac{C}{T_C - T_{st}} \cdot \left[\left(\frac{T_C}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{st}}{100} \right)^4 \right] \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right], \quad (3.72)$$

gdje je;

a - koeficijent koji se povećava povećanjem brzine [0,17 do 0,93],

C - koeficijent koji ovisi o taktovima i tipu motora:

$C = 0$ za takt kompresije kod benzinskih motora,

$C = 0,43$ za ostale taktove,

$C = 3,27$ za dizelske motore.

λ - toplinska provodljivost u $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$,

D_C - promjer cilindra [m],

Re - Reynolds-ov broj, $\text{Re} = \frac{\rho \cdot D \cdot c_m}{\mu}$, gdje je ρ gustoća, a μ kinematički

viskozitet,

$$4. \text{ Nusselt; } \alpha_{\kappa} = 1,15 \cdot (1 + 24 \cdot c_m) \cdot (p_C^2 \cdot T_C)^{2/3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right] \quad (3.73)$$

$$5. \text{ Brilling; } \alpha_{\kappa} = 1,15 \cdot (3,5 + 0,185 \cdot c_m) \cdot (p_C^2 \cdot T_C)^{2/3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right]. \quad (3.74)$$

Modifikacije Woschni-jevog izraza (3.70), a ovisno o tome dali se radi o benzinskim ili dizelskim motorima, brzookretnima ili srednjeokretnima, ovisno o vrsti procesa i ostalim uvjetima ispitivanja, predložili su razni autori. Neki od njih su Hohenberg, Asley-Campbell, Kolesa, Schwarz, Huber, Vogel i Gerstle ;

$$6. \text{ Hohenberg; } \alpha_{\kappa} = 130 \cdot V_C^{-0,06} p_C^{0,8} T_C^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right], \quad (3.75)$$

gdje je;

V_C - trenutni volumen cilindra [m^3],

p_C - tlak u cilindru [bar],

T_C - temperatura u cilindru [K]

vrijednost 130 i 1,4 su koeficijenti C_1 i C_2 koji mogu varirati od slučaja do slučaja.

$$7. \text{ Asley-Campbell; } \alpha_{\kappa} = 0,13 \cdot D_C^{0,12} \cdot p_C^{0,8} \cdot T_C^{-0,5} \cdot Z^{0,8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right], \quad (3.76)$$

gdje je;

Z - brzina radnog medija [m/s].

8. Kolesa (1987.) dolazi do rezultata koji pokazuju da vrijednosti koeficijenta prijelaza topline znatno rastu na temperaturama iznad 600 K, dok Schwarz (1993.) razvija konstantnu funkciju za koeficijent C_2 na višim temperaturama [44];

$$C_2^* = C_2 + 23 \cdot 10^{-6} (T_{st} - 525), \text{ za } T_{st} \geq 525^{\circ} \text{C}. \quad (3.77)$$

9. Huber (1990.) dokazuje da korigirani Woschni-jev izraz za brzinu daje dobre rezultate kod izgaranja, ali na malim opterećenjima su rezultati premali, pa izraz za w korigira u [44];

$$w = C_1 \cdot c_m \cdot \left[1 + 2 \left(\frac{V_C}{V} \right)^2 \cdot p_{sr,ind}^{-0,2} \right] \text{ za } 2 \cdot C_1 \cdot c_m \left[\frac{V_C}{V(\varphi)} \right]^2 \cdot p_{sr,ind}^{-0,2} \geq C_2 \cdot \frac{V_S T_1}{p_1 V_1} \cdot (p - p_0) \quad (3.78)$$

gdje je;

p tlak izgaranja, a p_0 tlak kompresije. Vrijedi također kad je $p_{r,ind} \leq 1 \rightarrow p_{sr,ind} = 1$.

10. Vogel (1995.) nastavlja Huber-ova istraživanja, te ispituje ponašanje koeficijenta prijelaza topline kod stvaranja naslaga ulja, čađe i sl. na unutrašnjoj strani prostora izgaranja. Uvodi tzv. Vogel-ovu konstantu C_3 , pa Huber-ova jednadžba prelazi u [44]:

$$w = C_1 \cdot c_m \cdot \left[1 + 2 \left(\frac{V_C}{V} \right)^2 \cdot C_3 \right], \text{ za } 2 \cdot C_1 \cdot c_m \left[\frac{V_C}{V(\varphi)} \right]^2 \cdot C_3 \geq C_2 \cdot \frac{V_S T_1}{p_1 V_1} \cdot (p - p_0), \quad (3.79)$$

gdje je za dizelske motore;

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right],$$

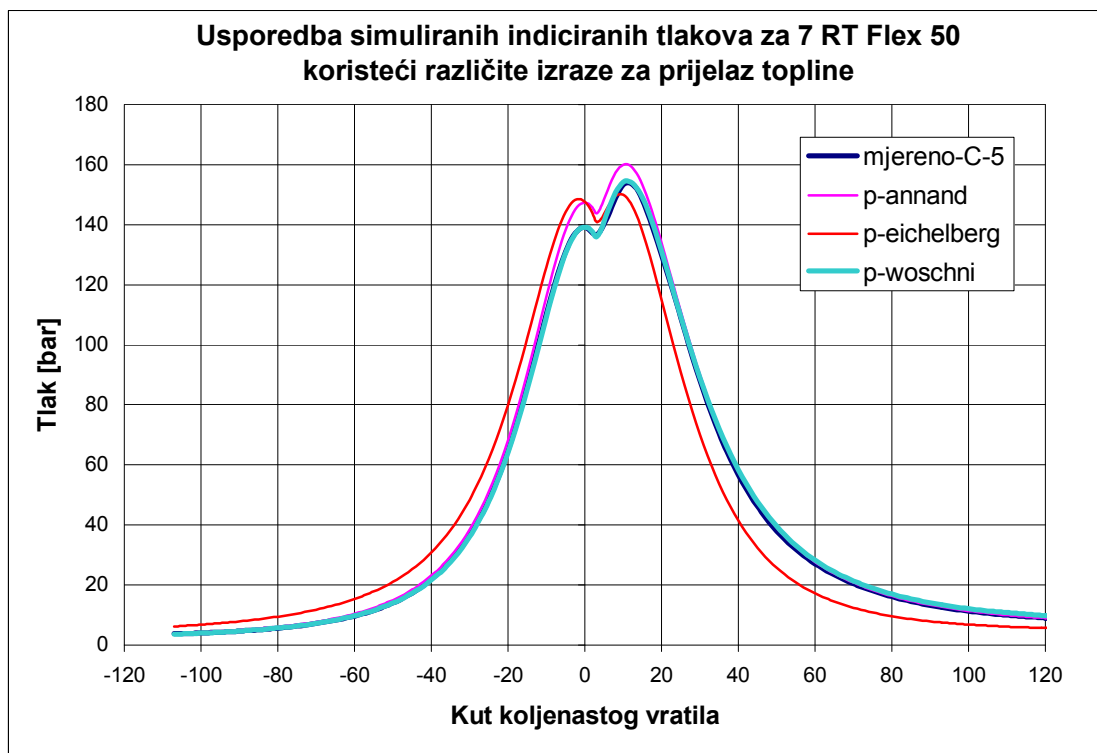
$$C_3 = 1 - 1,2 \cdot e^{-0,65 \cdot \lambda}, \text{ gdje je } \lambda \text{ toplinska vodljivost [W/(m K)].}$$

Kod velikih 4T srednjeokretnih i sporookretnih 2T motora primjena gornjih jednadžbi daje odstupanja između izmjerenih i proračunatih vrijednosti temperature ispušnih plinova od nekih 20 K [44]. To se u proračunu manifestira kao dovod plinova manje entalpije na turbinu što kao posljedicu ima manji tlak ispirnog zraka. Za velike motore je to važno zbog toga što su oni najčešće optimirani na stacionarnu radnu točku.

10. Zato je Gerstle (1999.) modificirao Woschni-jevu jednadžbu za slučaj ispiranja i punjenja svježeg zraka. Dakle, stari izraz za C_1 se uvećava za konstantu $k = 6,5 \div 7,2$, a važi za vrijeme od otvaranja ispušnog ventila pa do zatvaranja ispirnih otvora;

$$C_1 = k \left(2,28 + 0,308 \frac{c_{vr}}{c_m} \right), \quad k = 6,5 \text{ do } 7,2$$

Na slici 3.6 prikazana je usporedba tlakova dobivenih mjerenjem i onih dobivenih simulacijom uz korištenje nekih od izraza za prijelaz topline. Slika ujedno objašnjava zašto je korišten upravo Woschni-jev izraz za prijelaz topline.



Slika 3.6: Usporedba stvarnih vrijednosti tlaka i simulacijom dobivenih tlakova koristeći različite izraze za prijelaz topline

3.4.3. Propuštanje radnog medija

Gubici propuštanja radnog medija dm_{pr} , tijekom rada motora, uz preduvjet ispravnih brtvećih elemenata (košuljica, stap, ventili, prstenovi), su vrlo mali¹⁰ i mogu se zanemariti. Kod hladnog motora i motora većih promjera cilindra, kad su zazori relativno veliki, a brzina vrtnje mala, može doći do propuštanja iz prostora cilindra i tada ono treba biti uzeto u razmatranje.

Protok zbog propuštanja proporcionalan je korijenu razlike tlaka i linearno proporcionalan protočnoj površini. To je proces koji se odvija određenim intenzitetom u vremenu. Ako je na raspolaganju duže vrijeme za propuštanje, a to imamo kod manjih brzina vrtnje, masa koja je propuštena je velika pa je i njen udio u ukupnoj masi u cilindru velik. Zbog toga pri vrlo malim brzinama vrtnje, prilikom startanja motora, propuštanje treba uzeti u obzir. Kod većih brzina vrtnje trajanje jednog procesa je kraće pa je i masa propušenog goriva manja. Može se reći da je približno propuštena masa goriva obrnuto proporcionalna brzini vrtnje motora.

Na kvalitetu brtvljenja prostora cilindra utječe i posebno ulje, koje uz funkciju neutralizacije sumporaste i sumporne kiseline, stvorene izgaranjem goriva, ima i funkciju smanjenja trenja i povećanja brtvljenja. Treba naglasiti da u teoretskim razmatranjima masa ubrizganog cilindarskog ulja također sudjeluje u procesu izgaranja, ali kako se radi o relativno malim količinama, u ovom radu će biti zanemarena. Bitno je za napomenuti «relativno mala» s obzirom na snagu, odnosno specifična potrošnja cilindarskog ulja se kreće oko 1 [gr/kWh] s tendencijom smanjivanja. Apsolutne vrijednosti potrošnje cilindarskog ulja su velike¹¹ i s obzirom na cijenu cilindarskog ulja ne smiju biti zanemarene.

Šire o problematici gubitaka propuštanja dao je B. Rau [25], gdje su zanemareni gubici pri normalnom radu, dok su kod hladnoga rada uzeti u obzir kao gubici prestrujavanja kroz otvor konstantne efektivne površine. U ovom radu se gubici propuštanja zanemaruju.

¹⁰ N. Račić [16] u svom radu govori da se oni kreću od 0,5 do 1% protoka svježeg punjenja.

¹¹ Za motor koji radi na snazi od 20000 [kW] se potrošnja cilindarskog ulja kreće približno oko 500 [kg/dan] kod potrošnje goriva od približno 80 [t/dan].

3.4.4. Kompresija i ekspanzija

Za vrijeme kompresije i ekspanzije radnog medija u cilindru motora, pretpostavlja se da nema propuštanja, nema izmjene radne tvari i nema dovođenja goriva u cilindar, odnosno;

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = 0, \quad (3.80)$$

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_u}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_i}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_p}{d\varphi} = 0, \quad (3.81)$$

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0. \quad (3.82)$$

Iz jednadžbe (3.50), uz zanemarivanje utjecaja kompresibilnosti i disocijacije plinova slijedi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} - p_c \frac{dV_c}{d\varphi} \right]. \quad (3.83)$$

3.4.5. Izgaranje

Proces izgaranja je povezani skup različitih fizikalno-kemijskih procesa tijekom kojih se izgaranjem goriva oslobađa toplina [15]. Drugim riječima kemijska energija goriva se pretvara u toplinsku energiju.

Procesu izgaranja prethodi početak tlačenja goriva visokotlačnom pumpom goriva. Slijedi početak ubrizgavanja u cilindar, raspršivanje, te što bolja raspodjela po prostoru izgaranja. Kapljice goriva zatim isparavaju i miješaju se s vrelin zrakom. Sam proces izgaranja se sastoji od samozapaljenja smjese goriva i zraka uz zakašnjenje paljenja, izgaranja homogene faze, difuzijskog izgaranja i dogorijevanja.

Gorivo se ubrizgava u cilindar pod visokim tlakom, te se uz pomoć geometrije sapnice rasprskavača rasprši u fini mlaz te pravilno raspodijeli po prostoru izgaranja. Veličina sapnice rasprskavača i njihova konstrukcija, te smjer u

kojem su postavljene, određuje dubinu prodora te kut i rasprostiranje mlaza. Boljim prodorom i rasprostiranjem mlaza postiže se bolja turbulencija mlaza, a time i bolje miješanje s gorivom te kvalitetnije izgaranje¹². Dobra prostorna raspodjela goriva utječe na mekan i ekonomičan rad motora. Za dobru prostornu raspodjelu mlaza i što finije raspršivanje kapljica goriva potrebna je izlazna brzina goriva iznad 250 m/s, što zahtjeva tlakove od preko 400 bar [18].

Naime, brzina mlaza goriva se približno može izraziti kao:

$$v_{gor} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (3.84)$$

gdje je :

v_{gor} - brzina mlaza goriva [m/s],

ρ - gustoća goriva [kg/m³],

Δp - razlika između tlaka ubrizgavanja i tlaka u cilindru [Pa]

Na većim brzinama vrtnje su tlakovi ubrizgavanja oko 800 [bar] - na starim generacijama motora, te do 1000 [bar] na novim generacijama sporookretnih brodskih motora. Kod takvih tlakova ubrizgavanja, preko gornje jednadžbe, lako izračunamo brzinu mlaza goriva na izlazu iz sapnice od približno 380 do 430 [m/s].

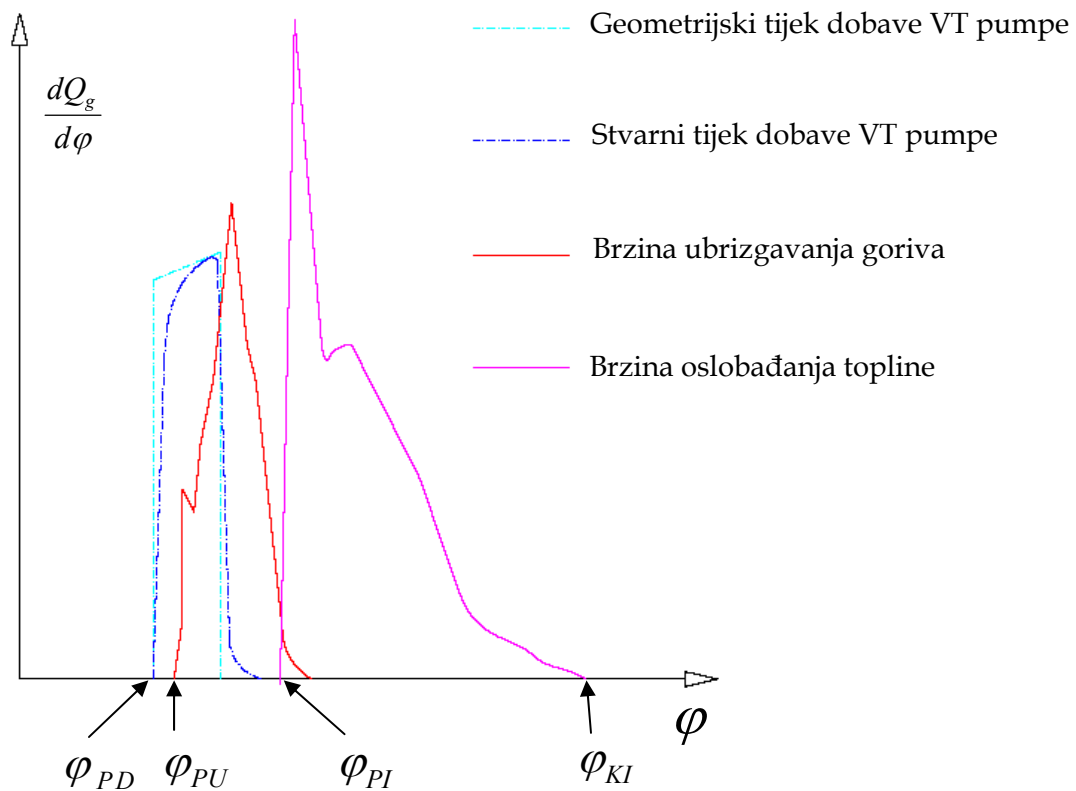
Može se reći da je kvaliteta raspršivanja uvjetovana:

- tlakom ubrizgavanja,
- površinskim naponom goriva,
- viskozitetom goriva,
- gustoćom plina u cilindru,
- turbulencijom i kavitacijom u sapnici rasprškača goriva.

¹² Kod sporookretnih motora novih generacija ubrizgavanje se vrši s dva ili tri rasprškača, tangencijalno smještenih u glavi motora, koji gorivo ubrizgavaju u rotirajuću struju zagrijanog zraka. Rotacija zraka se postiže tangencijalno postavljenim ispirnim otvorima na košuljici.

Raspršivanje je bolje što je manji promjer sapnica rasprskavača, veći tlak ubrizgavanja i veći tlak zraka u cilindru [18]. Za dobro izgaranje važnije je što bolje miješanje goriva s ispirnim zrakom, pa čak i u obliku većih kapljica, nego ostvariti lokalno fino raspršivanje.

U dodiru sa zagrijanim zrakom¹³ dolazi do isparavanja kapljica iz rubnih dijelova mlaza. Na početku izgaranja, gorivo iz centra mlaza najčešće nije u dodiru s kisikom iz zraka. Zračenjem plamena iz okoline dovodi se toplina potrebna za isparavanje preostalog goriva. Ako je isparavanje brže od dovoda zraka za izgaranje, dolazi do pirolize¹⁴, što dovodi do nepotpunog izgaranja i stvaranja čađe [15].



Slika 3.7: Shematski prikaz dobave na pumpi goriva, ubrizgavanja i zakona oslobađanja topline [16]

¹³ Zrak se zagrijava u cilindru komprimiranjem. Temperature zraka na kraju kompresije se kreću od 500 do 550 °C.

¹⁴ Piroliza je razlaganje supstance pod utjecajem visoke temperature bez utjecaja drugih agenasa (oksidacijskih ili redukcijskih sredstava). Najčešće se pirolizom složeni kemijski spojevi raspadaju na prostije. Vrlo ju je teško ispitivati zbog brojnih reakcija koje se istovremeno odvijaju, a koje je teško kontrolirati.

Goriva smjesa se po ispunjenju uvjeta samozapaljenja upali sama od sebe. Vrijeme koje protekne od početka ubrizgavanja¹⁵ do trenutka paljenja smjese naziva se zakašnjenje paljenja. Ono se može podijeliti na fizičko i kemijsko zakašnjenje paljenja.

Fizičko zakašnjenje paljenja ovisi o fizičkom procesu pripreme goriva¹⁶, a kemijsko o tlaku i temperaturi u prostoru izgaranja te kvaliteti goriva.

Početak izgaranja para goriva karakterizira vrlo brza reakcija, pri čemu se naglo oslobađa toplina. Taj dio se naziva izgaranje homogene faze. Toplina oslobođena izgaranjem homogene faze se djelomično troši za isparavanje preostalih kapljica goriva koje se vrlo brzo vezuju s tankim zonama plamena oko kapljica te se tako održava daljnje isparavanje i izgaranje.

Difuzijsko izgaranje¹⁷ se nastavlja na homogeno izgaranje. Pripremljena goriva smjesa koja izgara za vrijeme homogene faze izgara vrlo brzo. Brzina izgaranja je veća od brzine pripremanja gorive smjese. Difuzijsko izgaranje započinje kada se potroši ranije, do tada pripremljena goriva smjesa. Difuzijsko izgaranje se odvija sporije jer je ograničavajući faktor brzina isparavanja kapljica, a to je proces koji je sporiji od samog procesa izgaranja. Kada je dovršeno isparavanje svih kapljica prestaje difuzijsko izgaranje i nastavlja se dogorijevanje. Na difuzijsku fazu utječe pretičak zraka, odnosno, što je veći to će lakše izgorjeti sva količina goriva. Bolje vrtloženje (turbulencija) zraka utječe povoljno na stvaranje smjese (miješanje goriva i zraka), ali uzrokuje veće toplinske gubitke. Naknadno ubrizgavanje goriva se nastoji izbjeći zbog nepotpunog izgaranja te povećanja temperatura ispušnih plinova pa time i dodatnih toplinskih opterećenja pojedinih dijelova motora.

U završnoj fazi izgaranja, koja se zove dogorijevanje, brzina odvijanja reakcija pada s temperaturom u tijeku ekspanzije, dok je koncentracija sudionika

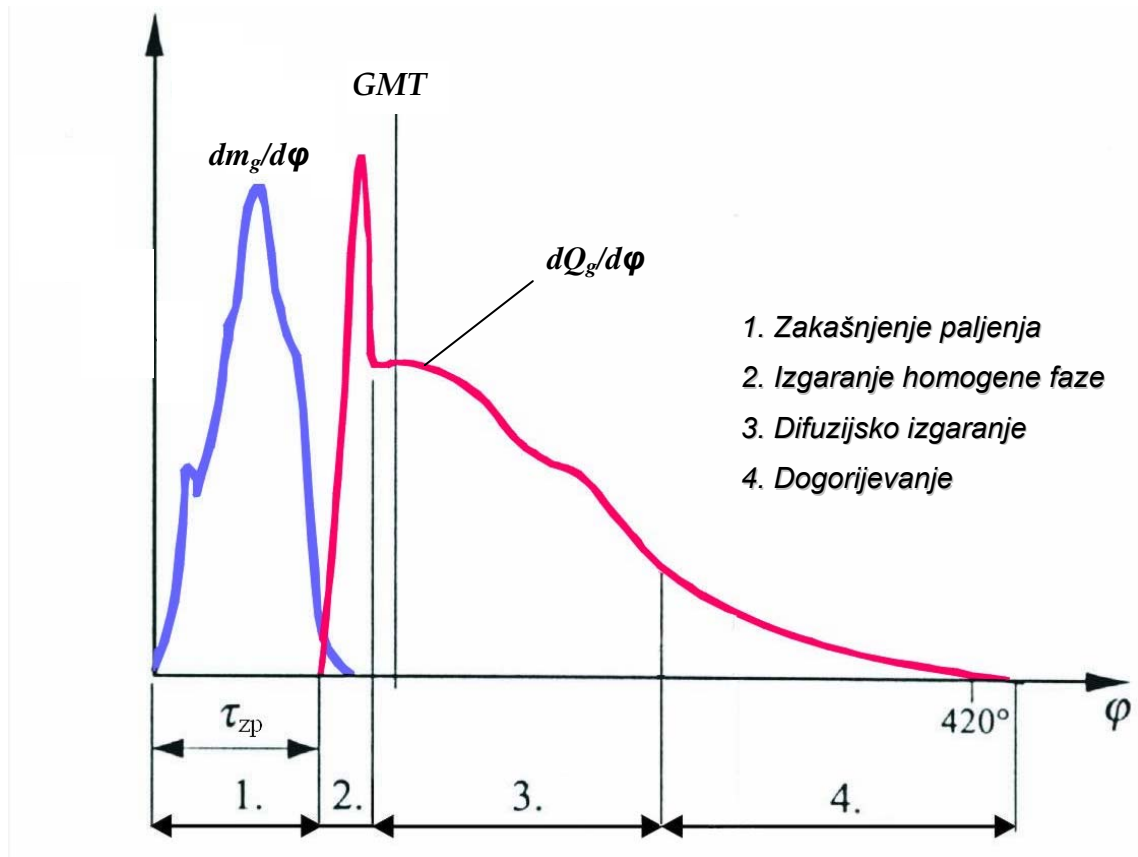
¹⁵ Za početak ubrizgavanja uzima se trenutak podizanja igle rasprskavača (φ_{PU}). Početak dobave (φ_{PD}) je trenutak kada klip visokotlačne pumpe prekrije kanale na košuljici pumpe (kod motora s klasičnim načinom ubrizgavanja) ili kad počne otvaranje, elektronski upravljano, elektrohidrauličkog ventila za dovod goriva na rasprskavače (Wärtsilä RT-Flex i MAN-B&W ME motori). Nakon početka dobave tlačni val se širi te nakon zakašnjenja ubrizgavanja u φ_{PU} dolazi do ubrizgavanja (slika 3.7).

¹⁶ Fizičko zakašnjenje paljenja uzrokovano je pripremom goriva (raspršivanje mlaza, isparavanje i miješanje).

¹⁷ Difuzija je miješanje i turbulencija goriva i zraka.

u reakciji sve manja. Faza dogorijevanja traje otprilike polovicu vremena trajanja ukupnog izgaranja.

Brzina dovođenja goriva u cilindar, te faze izgaranja (brzina oslobađanja topline o $^{\circ}\text{KV}$), prikazani su na slici 3.8.



Slika 3.8: Prikaz brzine dovođenja goriva, brzine oslobađanja topline i faze izgaranja

Kvaliteta izgaranja ima najveći utjecaj na potrošnju goriva i stvaranje štetnih sastojaka. Na kvalitetu izgaranja najveći utjecaj ima dobro stvaranje smjese goriva i zraka. Stvaranje smjese se najvećim dijelom obavlja pri ubrizgavanju goriva, ali se nastavlja i u fazi izgaranja. Kod dizelskih motora je vrijeme za stvaranje smjese i izgaranje relativno kratko¹⁸, te zbog toga nije moguće postići dobro miješanje goriva i zraka kao kod Otto motora¹⁹. To

¹⁸ Kod sporookretnih dizelskih motora nove generacije traži se da proces izgaranja započne u području GMT i da završi $40 \div 60$ $^{\circ}\text{KV}$ nakon GMT. Kod MAN-B&W 6S70MC se ono kreće oko 0,059 do 0,069 s ($50 \div 70$ ms), što odgovara $40 \div 60$ $^{\circ}\text{KV}$.

¹⁹ Kod Otto motora goriva smjesa je potpuno pripremljena prije izgaranja.

pojašnjava zašto je kod dizelskih motora potreban veći pretičak zraka ($\lambda > 1,3$). Kod ispitivanih sporookretnih motora u radu [18], on se kreće iznad 2 ($\lambda > 2$)²⁰.

Veliki pretičak zraka potreban je naročito za difuzijsko izgaranje, radi potpunog izgaranja, ali ima nepovoljan ekološki utjecaj i zato ga se nastoji smanjiti optimiranjem načina ubrizgavanja goriva, optimiranjem prostora izgaranja te dobrim vrtloženjem zraka.

Za pogon brodskih motora koristi se teško gorivo, koje isparava pri višim temperaturama. Kod većeg tlaka potrebna je i veća temperatura za isparavanje goriva, što iziskuje veću temperaturu zraka na kraju kompresije. Za vrijeme kemijskog zakašnjenja paljenja brzina kemijskih reakcija linearno je proporcionalna tlaku i eksponencijalno proporcionalna temperaturi. Veći tlak znači veću koncentraciju sastojaka i veću brzinu reakcija, tj. kraće zakašnjenje paljenja. Zakašnjenje paljenja je kraće i kod veće temperature.

Zadržavanje kemijskih reakcija u području bogatom kisikom i na visokoj temperaturi uzrokom su stvaranja, za ekologiju vrlo štetnih NOx-a. Zbog toga se to vrijeme nastoji maksimalno smanjiti.

U korištenom modelu brzina izgaranja goriva određuje se zakonom oslobađanja topline. Pretpostavljeno je trenutno izgaranje goriva u produkte izgaranja, koji se odmah miješaju sa smjesom plinova u cilindru, stvarajući homogenu smjesu. U fazi izgaranja nema izmjene radnog medija s okolinom pa slijedi:

$$\frac{dm_{C,u}}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_{C,i}}{d\varphi} = 0. \quad (3.85)$$

Promjena temperature, mase i pretička zraka u kontrolnom volumenu cilindra opisani su izrazima:

$$\frac{dT_C}{d\varphi} = \frac{1}{m_C \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_C} \left[\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} - u_C \frac{dm_C}{d\varphi} - p_C \frac{dV_C}{d\varphi} - m_C \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_C \frac{d\lambda_C}{d\varphi} \right], \quad (3.86)$$

²⁰ Kod MAN-B&W 6S70MC, ($\lambda = 2,05$), a kod Wärsilä RTA 72 ($\lambda = 2,27$), kod 100% opterećenja.

$$\frac{dm_C}{d\varphi} = \frac{dm_{g,C}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{g,pr} = \frac{1}{\eta_{izg} H_d} \frac{dQ_g}{d\varphi}, \quad (3.87)$$

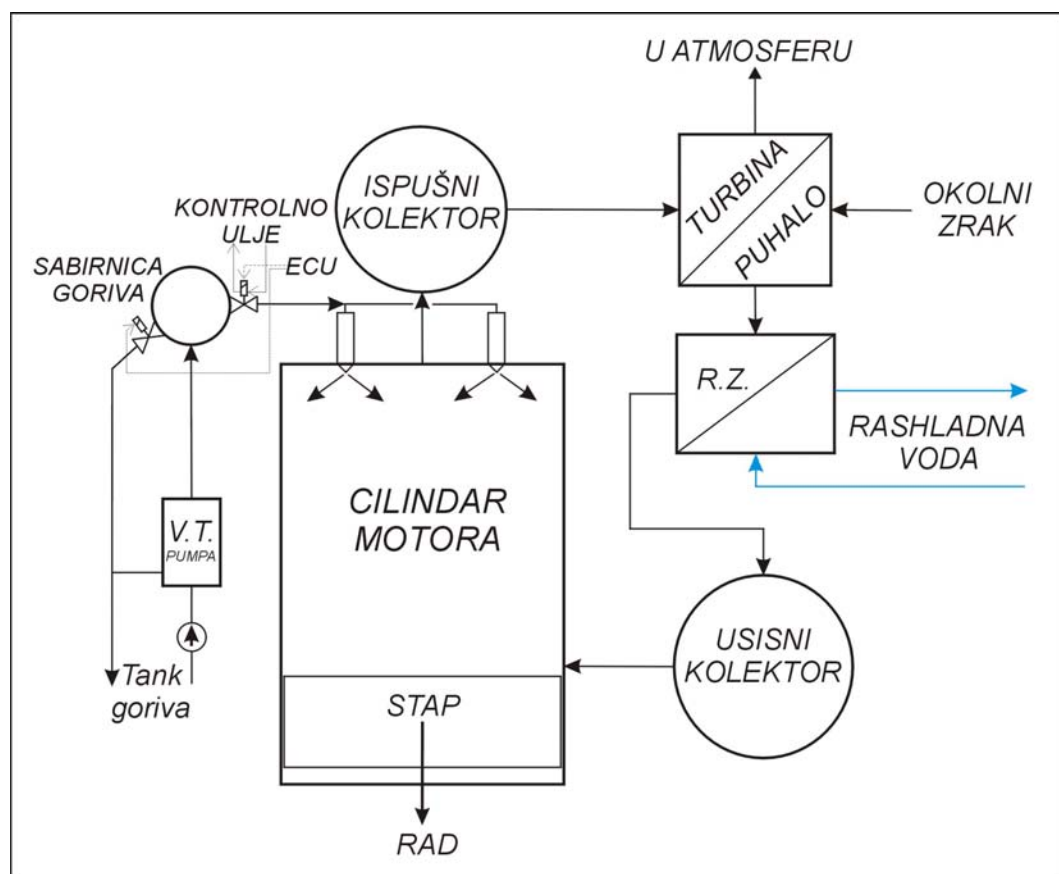
$$\lambda_C = \frac{m_C - m_{g,C}}{L_{st} m_{g,C}}, \quad (3.88)$$

$$\frac{d\lambda_C}{d\varphi} = -\frac{\lambda_C}{m_{g,C}} \frac{dm_{g,C}}{d\varphi}. \quad (3.89)$$

3.4.6. Izmjena radnog medija

Izmjena radnog medija u motorima podrazumijeva odvođenje produkata izgaranja te svježe punjenje smjese ili čistog zraka. Ovaj proces izmjene radnog medija ovisi o tipu motora (Otto ili dizel, dvotaktni ili četverotaktni) te vrsti ispiranja (kod dvotaktnog motora).

Kod četverotaktnog motora se izmjena radnog medija odvija u približno dva takta, odnosno jedan cijeli okretaj koljenastog vratila.



Slika 3.9: Shematski dijagram izmjene radnog medija dizelskog motora

Na slici 3.9 prikazana je shema izmjene radnog medija dizelskog motora sa sustavom ubrizgavanja sa zajedničkom sabirnicom.

Puhalo usisava zrak potreban za ispiranje i izgaranje iz okoline te ga tlačí u rashladnik zraka, kolektor ispirnog zraka i na kraju, preko ispirnih kanala na košuljici, u cilindar motora.

Gorivo se, iz tanka mješača, preko cirkulacijskih pumpi, dovodi do visokotlačnih pumpi goriva, koje u sabirnici goriva održavaju visoki tlak. Prekotlačni ventil održava tlak u sabirnici na projektiranom tlaku na način da se višak goriva vraća u tank mješač.

Kod modernog sporookretnog brodskog dvotaktnog dizelskog motora s uzdužnim ispiranjem, proces izmjene radnog medija traje od trenutka otvaranja ispušnog ventila (nešto prije DMT), do trenutka zatvaranja ispirnih otvora na košuljici (nešto nakon DMT).

Kod modeliranja termodinamičkog procesa u motoru, potrebno je odrediti protok i brzinu strujanja kroz ispirne kanale i ispušni ventil.

Danas se na sporookretnim dvotaktnim brodskim dizelskim motorima primjenjuje isključivo uzdužno ispiranje. Starije serije motora su koristile ispiranje u petlji i poprečno ispiranje, što danas više nije u primjeni.

Izmjena radnog medija u cilindru sporookretnog dvotaktnog motora započinje otvaranjem ispušnog ventila. Kroz ispušni ventil medij iz prostora višeg tlaka (cilindra) ustružava u prostor nižeg tlaka (ispušni kolektor), što za posljedicu ima smanjenje tlaka u cilindru. Kretanjem stapa prema DMT, otvaraju se ispirni kanali, smješteni na dnu košuljice. Od tog trenutka pa do zatvaranja ispirnih otvora traje faza ispiranja cilindra. Ispušni ventil ostaje otvoren još neko vrijeme. Trenutak zatvaranja ispušnog ventila uz stupanj kompresije određuje tlak kompresije.

Uzdužno ispiranje ima najpovoljnije stupnjeve ispiranja za sve radne uvjete motora. Plinovi izgaranja mogu ostati zarobljeni u tzv. „mrtvim“ zonama, što može smanjiti stvarnu efikasnost ispiranja. To su prvenstveno zone koje nisu na putanji struje ispirnog zraka. Kod nove generacije sporookretnih brodskih dvotaktnih motora to je zona ispod pladnja ispušnog ventila.

Matematički model usisnog kolektora pretpostavlja promjenu tlaka u vremenu. Pretpostavka je da je tlak po cijeloj dužini kolektora konstantan. Promjena tlaka u vremenu nastaje zbog «punjenja i pražnjenja» usisnog kolektora, tj. uslijed izmjene radnog medija. Tako se proces u usisnom kolektoru opisuje sustavom običnih nelinearnih diferencijalnih jednadžbi, umjesto sustavom parcijalnih diferencijalnih jednadžbi²¹. Količina radnog medija koja prostruji u odabranom vremenskom koraku pridodaje se postojećoj masi radnog medija te se izvodi korekcija pretička zraka. Iz jednadžbe stanja idealnog plina izračunava se novi tlak u promatranom kontrolnom volumenu. Pri proračunu procesa u usisnom kolektoru uzima se u obzir i prijenos topline između plinova i stjenki kolektora.

Proračun prijelaza topline s radnog medija na stjenke usisnog kolektora i stjenke ispirnih kanala, izvodi se analogno proračunu prijelaza topline na stjenke cilindra. Također se radi o konvektivnom prijelazu topline.

Matematički opis procesa u ispušnom kolektoru analogan je onom za cilindar, uz izuzetak izgaranja i dobivenog rada kojeg nema (volumen se ne mijenja). Koristi se QD model. Pretpostavlja se trenutno i potpuno miješanje produkata izgaranja koji iz cilindra struje u ispušni kolektor.

Treba naglasiti da pulzacije tlaka u ispušnom kolektoru imaju značajan utjecaj na rad turbo-puhala, pa time i na radne značajke motora, naročito u prijelaznim režimima rada motora i kod impulsnog sustava prednabijanja²². Više o problematici strujanja u ispušnom kolektoru dao je I. Šegulja u radu [70].

U ovom radu obrađuju se sporookretni dvotaktni motori za propulziju broda, koji danas imaju sustav prednabijanja s konstantnim tlakom, pa su i promijene tlakova u ispušnom kolektoru znatno manje nego kod impulsnog sustava.

²¹ Bilo bi potrebno kad bi se uzele u obzir valovite promjene tlaka.

²² Sustav prednabijanja gdje se ispušni plinovi iz jednog ili dva cilindra vode direktno na parcijalno sapničko kolo turbine. Ovakav sustav prednabijanja se najčešće koristi kod motora za pogon generatora zbog znatno bržeg odziva na promijene opterećenja. Ima znatno lošiju iskoristivost kod stacionarnog rada motora.

4. ZAKON OSLOBAĐANJA TOPLINE

4.1. Uvod

Zakon oslobađanja topline²³ opisuje tijek oslobađanja topline u cilindru. To je vremenska funkcija dovođenja goriva u cilindar pa se još naziva i brzina izgaranja. Integral te funkcije predstavlja do tada ukupno oslobođenu toplinu u cilindru, u određenom intervalu (vremenu, odnosno ϕ KV).

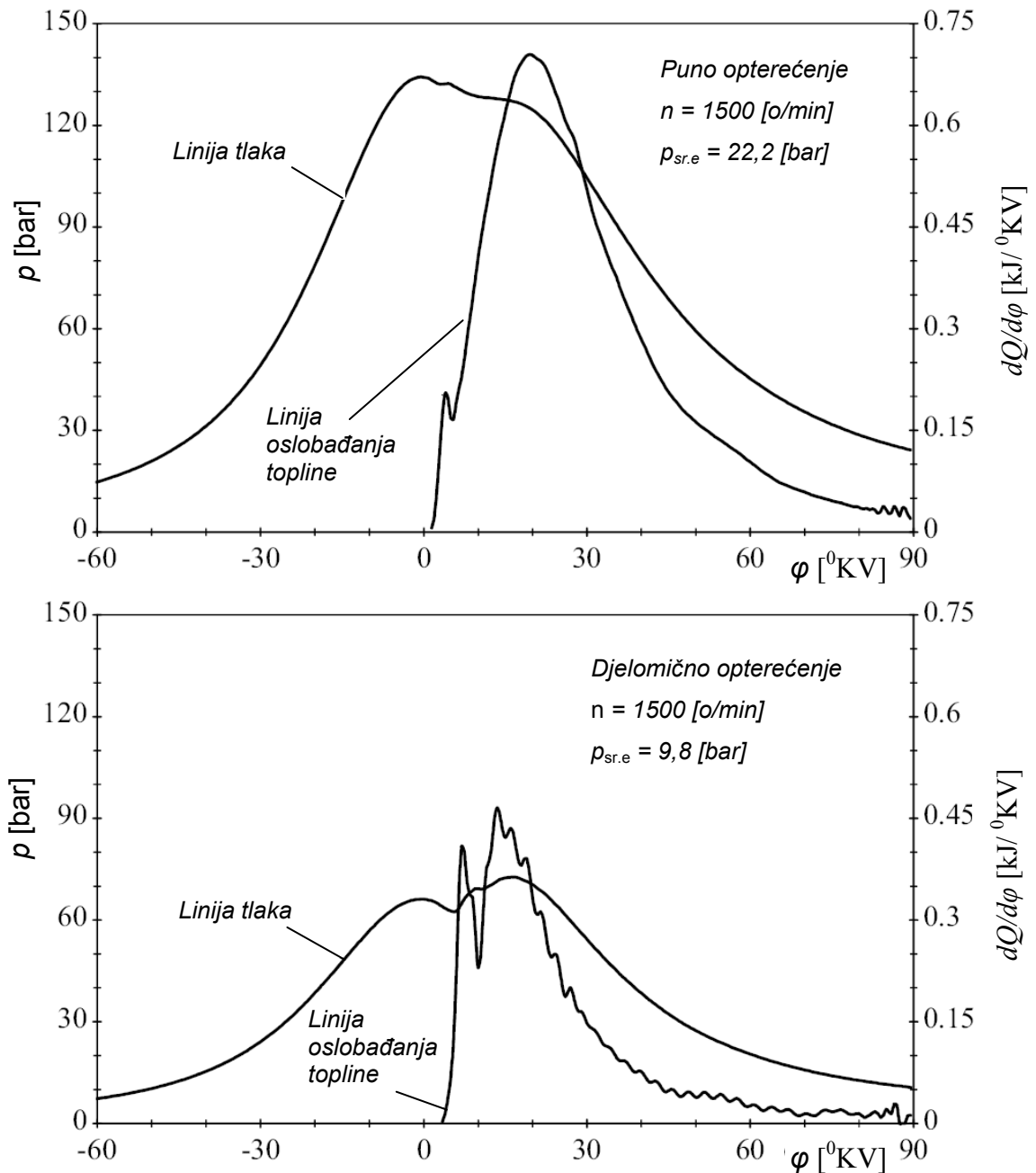
U praksi, a u svrhu matematičkih proračuna i modeliranja izgaranja, najveći problem predstavlja pronalaženje matematičke funkcije koja što točnije opisuje stvarni tijek oslobađanja topline. Općeniti oblik te funkcije je:

$$\frac{dQ}{d\phi} = f(\phi, m_g, \lambda, n, p, T, \dots) = f(\phi, K) \quad (4.1)$$

Na slici 4.1 prikazani su indicirani tlakovi i zakoni oslobađanja topline na četverotaktnom brzookretnom dizelskom motoru na dva različita režima rada te se vide razlike između krivulja. Kod punog opterećenja, krivulja zakona oslobađanja topline ($dQ/d\phi$) nema većih oscilacija.

Kod djelomičnog opterećenja, $dQ/d\phi$ znatno oscilira što za posljedicu ima i znatno kompleksniji matematički zapis.

²³ Prije se je zvao «Zakon izgaranja» što nije u potpunosti točno jer izgaranja može biti nepotpuno kod niskih pretičaka zraka. Termin «Zakon oslobađanja topline» puno bolje definira ovu pojavu.



Slika 4.1: Prikaz tlakova i zakona oslobađanja topline ovisno o kutu koljenastog vratila na 4T brzookretnom dizelskom motoru, pri djelomičnom opterećenju i na maksimalnom opterećenju [44]

4.2. Modeliranje zakona oslobađanja topline

U najčešće primjenjivane matematičke opise zakona oslobađanja topline spadaju jednostruka Vibe funkcija, dvostruka i višestruka Vibe funkcija, Watson-Piley-Marzouk opis izgaranja te opis poligon-hiperbola.

4.2.1. Jednostruka Vibe funkcija

Vibe [47], je prvi predložio funkciju koja opisuje zakon oslobađanja topline. Proizašla je 1970. godine analizom izgaranja u benzinskim motorima, uzimajući u obzir i kinetičke reakcije, a opisuje intenzitet oslobađanja topline i brzinu izgaranja s izrazima; Q_g , x_g , $dx_g/d\varphi$.

Ukupna energija (toplina) oslobođena gorivom u jednom procesu može se izračunati kao produkt ukupne mase goriva dovedene u cilindar, donje ogrjevne vrijednosti i stupnja iskoristivosti izgaranja:

$$Q_{g,uk,1pr} = m_g \cdot H_d \cdot \eta_{izg} \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \text{J} \right]. \quad (4.2)$$

Stupanj iskoristivosti izgaranja η_{izg} uzima u obzir gubitke zbog disocijacije i nepotpunog izgaranja goriva. Teoretski stupanj djelovanja izgaranja je:

$$\eta_{izg} \approx \lambda, \quad \text{za } \lambda \leq 1,$$

$\eta_{izg} = 1$, za $\lambda > 1$, što je slučaj kod sporookretnih dvotaktnih motora, pa slijedi;

$$Q_{g,uk,1pr} = m_g \cdot H_d \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \text{J} \right]. \quad (4.3)$$

Akumulirana energija oslobođena gorivom do određenog kuta koljenastog vratila je funkcija vremena, tj. stupnja koljenastog vratila, odnosno;

$$Q_g(\varphi) = f(\varphi) = Q_{g,uk} \cdot x_g = x_g \cdot m_g \cdot H_d \cdot \eta_{izg} \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \text{J} \right], \quad (4.4)$$

iz čega slijedi udio dovedenog goriva po kutu koljenastog vratila ($\varphi = {}^0 \text{KV}$):

$$x_g = \frac{Q_g(\varphi)}{Q_{g,uk,1pr}} = \frac{Q_g(\varphi)}{m_g \cdot H_d \cdot \eta_{izg}} = 1 - e^{-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1}} = 1 - e^{-C \cdot y^{m+1}}, \quad (4.5)$$

uz uvjet da je $\varphi_{PI} \leq \varphi \leq (\varphi_{PI} + \varphi_{TI})$.

Izraz 4.5. je predložio Vibe, iz kojeg se vidi kako se udio dovedenog goriva odvija po rastućoj funkciji²⁴. Na kraju izgaranja, tj, kad je $\varphi = \varphi_{KI}$, postoji određeni udio pretvorenog goriva u energiju, tj. omjer koji nam pokazuje koliko se goriva od ukupno dovedenog pretvorilo u toplinsku energiju i naziva se stupnjem iskoristivosti izgaranja. To se može prikazati izrazom:

$$\left. \frac{Q_g(\varphi)}{Q_{g,uk,1pr}} \right|_{\varphi=\varphi_{KI}} \equiv \eta_{pret,uk} = 1 - e^{-C}. \quad (4.6)$$

Iz ovog izraza slijedi vrijednost koeficijenta C po izrazu;

$$C = -\ln(1 - \eta_{pret,uk}), \quad (4.7)$$

po kojem se mogu izračunati vrijednosti dane u tablici 4.1.

Tablica 4.1: Vrijednosti koeficijenta C za određeni stupanj iskoristivosti izgaranja goriva (pretvorene energije goriva u toplinsku energiju) – $\eta_{pret,uk}$

| | | | | | | | |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\eta_{pret,uk}$ | 0,999 | 0,990 | 0,980 | 0,970 | 0,960 | 0,950 | 0,900 |
| C | 6,908 | 4,605 | 3,912 | 3,507 | 3,219 | 2,996 | 2,3 |

Ako pretpostavimo da je na kraju izgaranja 99,9 % goriva pretvoreno u toplinsku energiju, koeficijent $C = 6,908$. Za vrijednost $\eta_{pret,uk} = 1$, tj. 100%-tnu pretvorbu kemijske energije goriva u toplinsku energiju, koeficijent C teži ka beskonačnosti, te ga nema smisla primjenjivati. Drugim riječima, o pretpostavci koeficijenta C ovisi definiranje kraja izgaranja. Iz dijagrama zakona oslobađanja topline se lijepo može vidjeti kako zadnja faza, tj. faza dogorijevanja traje vrlo dugo i asimptotski se približava osi x. Budući da je to u beskonačnosti, potrebno je zbog praktičnosti proračuna definirati kraj izgaranja u nekim razumnim granicama, uz uvjet da je najveći udio goriva pretvoren u toplinu. Neki autori definiraju kraj izgaranja kad je izgorjelo 97% goriva, tj. uzimaju koeficijent $C=3,51$. U simulacijskom programu ovoga rada, za koeficijent C, a po preporuci

²⁴ Funkcija definirana za određeni motor na određenom režimu rada.

komentora, uzeta je vrijednost 6,908, odnosno pretpostavlja se 99,9 %-tna pretvorba kemijske energije goriva u toplinu.

Ako deriviramo ukupno dovedenu toplinu s gorivom, po kutu koljenastog vratila, dobiva se brzina oslobađanja topline:

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = Q_{g,uk} \cdot \frac{dx_g}{d\varphi} = Q_{g,uk} \cdot C(m+1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^m \cdot e^{-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1}}, \quad (4.8)$$

gdje je « m » koeficijent oblika i o njemu ovisi mjesto najvećeg intenziteta oslobađanja topline.

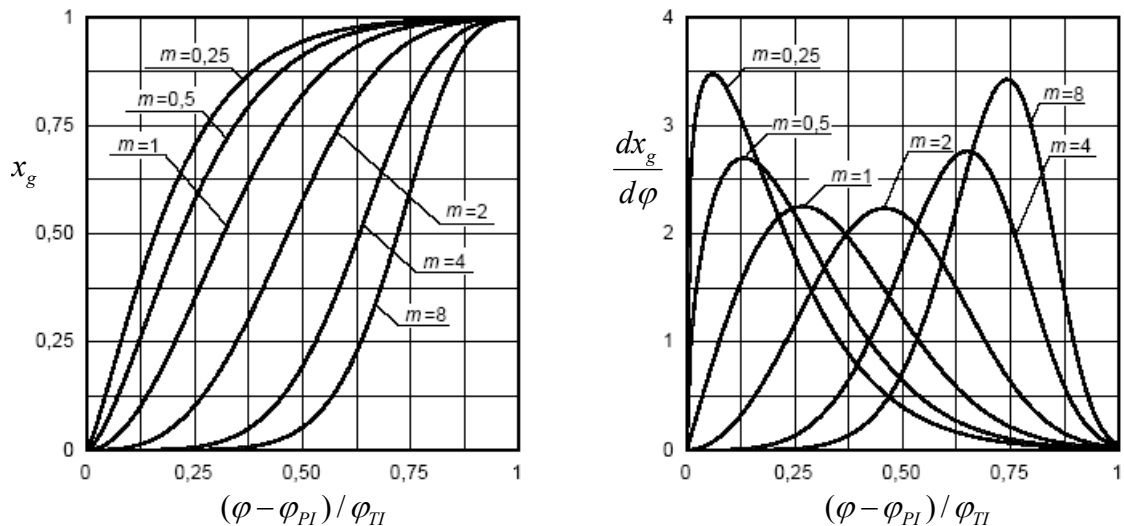
Kao što se vidi iz prije navedenih izraza, Vibe - funkcija ima 4 koeficijenta;

1. Početak izgaranja (φ_{PI}),
2. Kraj izgaranja (φ_{KI}) ili trajanje izgaranja (φ_{TI}),
3. Koeficijent forme (m),
4. Koeficijent (C) koji definira udio pretvorenog goriva u toplinsku energiju.

U literaturi se izraz za relativno vrijeme izgaranja $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, često zamjenjuje s y , pa gornja formula prelazi u:

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = Q_{g,uk} \cdot C(m+1) \cdot y^m \cdot e^{-C y^{m+1}}. \quad (4.9)$$

Na slici 4.2 prikazane su Vibe - funkcije s raznim koeficijentima forme $-m$, a treba naglasiti i mogućnost negativne vrijednosti koeficijenta forme.



Slika 4.2: Udio izgorjenoga goriva i brzina izgaranja prema Vibe-u

x_g – udio izgorjenoga goriva, odnosno udio oslobođene topline,

$dx_g/d\varphi$ – brzina dovođenja goriva, odnosno uz pretpostavku da gorivo trenutno izgara može se reći da je to brzina izgaranja ili brzina oslobađanja topline.

Vibe-ov eksponent ovisi o radnim parametrima motora. Prema Woschni i Anisits [16], eksponent « m » ovisi o zakašnjenju paljenja, masi radnog medija i brzini vrtnje motora. Ako znamo određene vrijednosti za poznati motor na poznatom režimu rada (indeks 0), parametar $-m-$ se može odrediti preko izraza:

$$m = m_0 \left(\frac{\Delta\varphi_{ZP,0}}{\Delta\varphi_{ZP}} \right)^{0,5} \left(\frac{p_c \cdot T_{c,0}}{p_{c,0} \cdot T_c} \right) \left(\frac{n_{M,0}}{n_M} \right)^{0,3}, \quad (4.10)$$

a promjena trajanja izgaranja iz izraza:

$$\Delta\varphi_{TI} = \Delta\varphi_{TI,0} \left(\frac{\lambda_0}{\lambda} \right)^{0,6} \left(\frac{n_M}{n_{M,0}} \right)^{0,5}. \quad (4.11)$$

4.2.2. Dvostruka Vibe funkcija

Tijek izgaranja u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem karakterizira velika brzina izgaranja homogene faze i relativno sporo izgaranje difuzijske faze. To je pravilo kod brzoekretnih i srednjeekretnih dizelskih

motora. Slijedom toga, u opisu izgaranja kod motora gdje je vidljiv i značajan prijelaz s homogene na difuzijsku fazu, jednostruka Vibe funkcija ne daje zadovoljavajuće rezultate. Tada se obično primjenjuje dvostruka Vibe funkcija²⁵, od kojih svaka opisuje svoju fazu.

Svaka od njih započinje u trenutku početka izgaranja (φ_{PI}), ali svaka ima svoj parametar forme (m), svoje relativno vrijeme izgaranja te svoj kut trajanja (φ_{TI}). Zbroj oba relativna udjela oslobođene topline izgaranjem goriva (x), predstavlja ukupno oslobođenu toplinu tijekom izgaranja;

$$x_g = x_{g,hf}(\varphi) + x_{g,df}(\varphi), \quad (4.12)$$

$$x_{g,hf}(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m_{hf}+1}\right), \quad (4.13)$$

$$x_{g,df}(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m_{df}+1}\right). \quad (4.14)$$

Odnosno prikazano na drugi način;

$$\frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} = Q_{g,hf} \cdot C(m_{hf} + 1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI,hf}}{\varphi_{TI,hf}}\right)^{m_{hf}} \cdot e^{-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI,hf}}{\varphi_{TI,hf}}\right)^{m_{hf}+1}}, \quad (4.15)$$

ili

$$\frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} = Q_{g,hf} \cdot C(m_{hf} + 1) \cdot y_{hf}^{m_{hf}} \cdot e^{-C y_{hf}^{m_{hf}+1}}, \quad (4.16)$$

za homogenu fazu, uz uvjet da je: $\varphi_{PI,hf} \leq \varphi \leq \varphi_{PI,hf} + \varphi_{TI,hf}$.

Za difuzijsku fazu;

$$\frac{dQ_{g,df}}{d\varphi} = Q_{g,df} \cdot C(m_{df} + 1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI,df}}{\varphi_{TI,df}}\right)^{m_{df}} \cdot e^{-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI,df}}{\varphi_{TI,df}}\right)^{m_{df}+1}}, \quad (4.17)$$

²⁵ Predložio Oberg [23].

ili

$$\frac{dQ_{g,df}}{d\varphi} = Q_{g,df} \cdot C(m_{df} + 1) \cdot y_{df}^{m_{df}} \cdot e^{-C_{y_{df}} m_{df} + 1}, \quad (4.18)$$

uz uvjet da je: $\varphi_{PI,df} \leq \varphi \leq \varphi_{PI,df} + \varphi_{TI,df}$.

$$Q_{g,hf} = x \cdot Q_{g,uk}, \quad (4.19)$$

$$Q_{g,df} = (1-x) \cdot Q_{g,uk}, \quad (4.20)$$

$$\frac{dQ_{g,uk}}{d\varphi} = \frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} + \frac{dQ_{g,dk}}{d\varphi}. \quad (4.21)$$

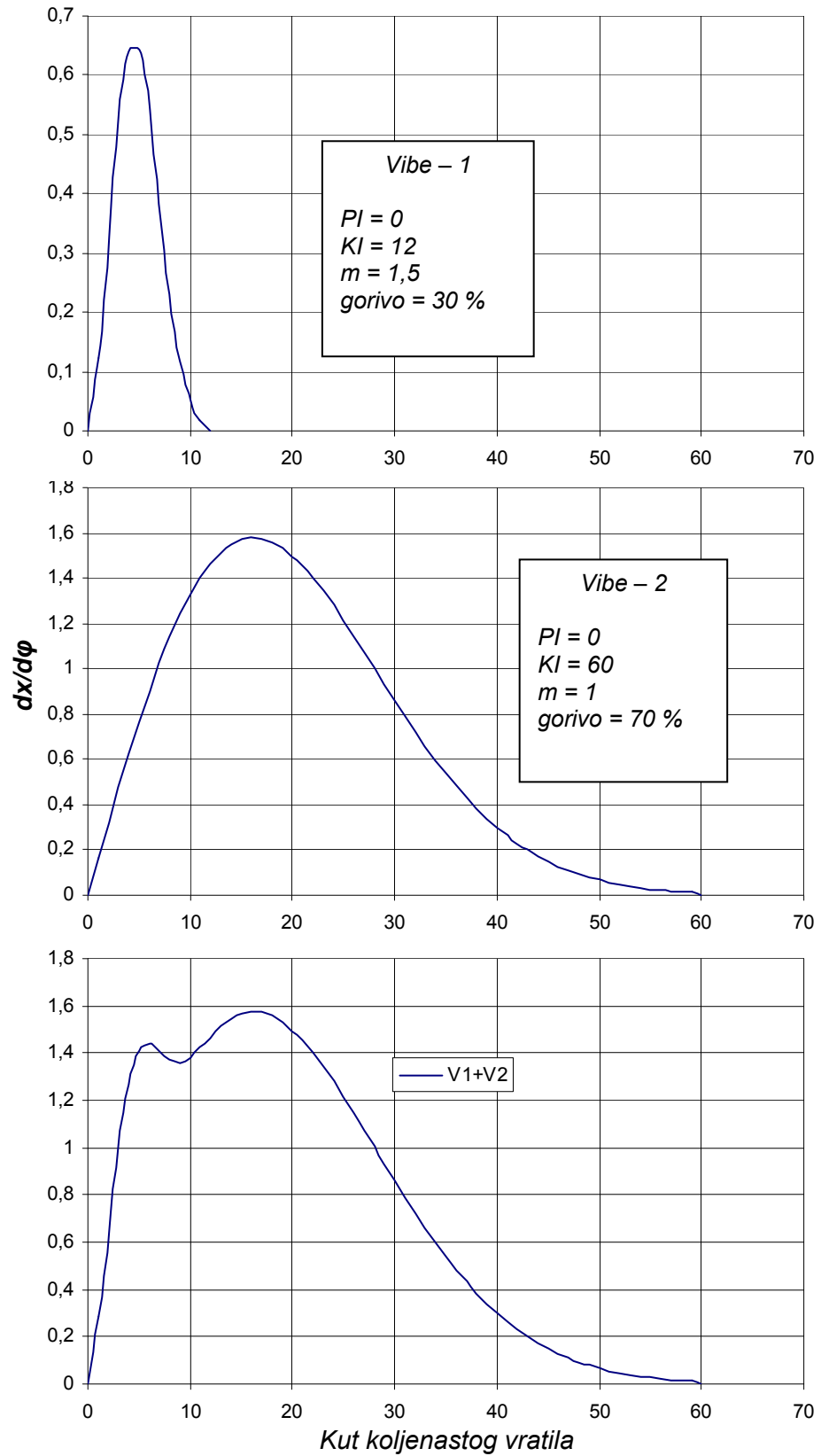
4.2.3. Opis zakona oslobađanja topline po Watson, Pilley, Marzouk metodi

Ovi autori su predložili opis izgaranja homogene faze posebnom eksponencijalnom funkcijom, a za opis difuzijske faze odabrali su Vibe funkciju. Obje funkcije započinju u istom trenutku (φ_{PI}), a vrijeme trajanja izgaranja za obje funkcije je 125 °KV [45].

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{g,uk}}{d\varphi} &= \frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} + \frac{dQ_{g,dk}}{d\varphi} = \\ &= \frac{\eta_{izg} \cdot m_{g,1pr} \cdot H_d}{125} \cdot \left[x \cdot C_{p1} \cdot C_{p2} \cdot \tau^{C_{p1}-1} \cdot (1-\tau)^{C_{p2}-1} + (1-x) \cdot C_{d1} \cdot C_{d2} \cdot \tau^{C_{d2}-1} \cdot \exp(-C_{df} \cdot \tau^{C_{d2}}) \right], \end{aligned} \quad (4.22)$$

gdje je $\tau = \frac{\varphi - \varphi_{PI}}{125}$.

Vrijednosti koeficijenata u gornjem izrazu empirijske su funkcije zakašnjenja paljenja i pretička zraka na kraju izgaranja.



Slika 4.3: Prikaz dobivanja dvostruke Vibe - funkcije

4.2.4. Poligon - hiperbola opis zakona oslobađanja topline

Na slici 4.4 prikazana je usporedba opisa zakona oslobađanja topline dvostrukom Vibe funkcijom i poligon-hiperbola funkcijom na modernom brzookretnom dizelskom motoru [44].

Na desnom dijagramu slike 4.4 prikazana je usporedba stvarne emisije topline i simulirane preko poligon-hiperbola opisa, predloženog od Schreiner-a (1993), [44]. Ovakav je opis znatno precizniji što se vidi iz slike lijepim preklapanjem u cijelom periodu izgaranja. Može se koristiti kod proračuna stvaranja NO_x-a primjenom više zonskih modela. Nedostatak ovakvog opisa je primjena 9 parametara, što otežava proračun. Matematički opis ovakve supstitucije zakona izgaranja dan je slijedećim izrazima [44]:

Opis homogene faze:

$$\frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} = y_2 \frac{(\varphi - \varphi_1)}{(\varphi_2 - \varphi_1)}, \quad \text{sa } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2, \quad (4.23)$$

$$\frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} = y_2 \frac{(\varphi_3 - \varphi)}{(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad \text{sa } \varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3. \quad (4.24)$$

Opis difuzijske faze:

$$\frac{dQ_{g,df}}{d\varphi} = y_4 \frac{(\varphi - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)}, \quad \text{sa } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_4, \quad (4.25)$$

$$\frac{dQ_{g,df}}{d\varphi} = y_4, \quad \text{sa } \varphi_4 \leq \varphi \leq \varphi_5, \quad (4.26)$$

$$\frac{dQ_{g,df}}{d\varphi} = h_3 + h_1 (\varphi - \varphi_1)^{h_2} = y_4 - \frac{(y_4 - y_6)}{1 - \left[\frac{(\varphi_6 - \varphi_1)}{(\varphi_5 - \varphi_1)} \right]^{h_2}} + \frac{(\varphi_4 - \varphi_6)}{(\varphi_5 - \varphi_1)^{h_2} - (\varphi_6 - \varphi_1)^{h_2}} (\varphi - \varphi_1)^{h_2}, \quad (4.27)$$

s $\varphi_5 \leq \varphi \leq \varphi_6$.

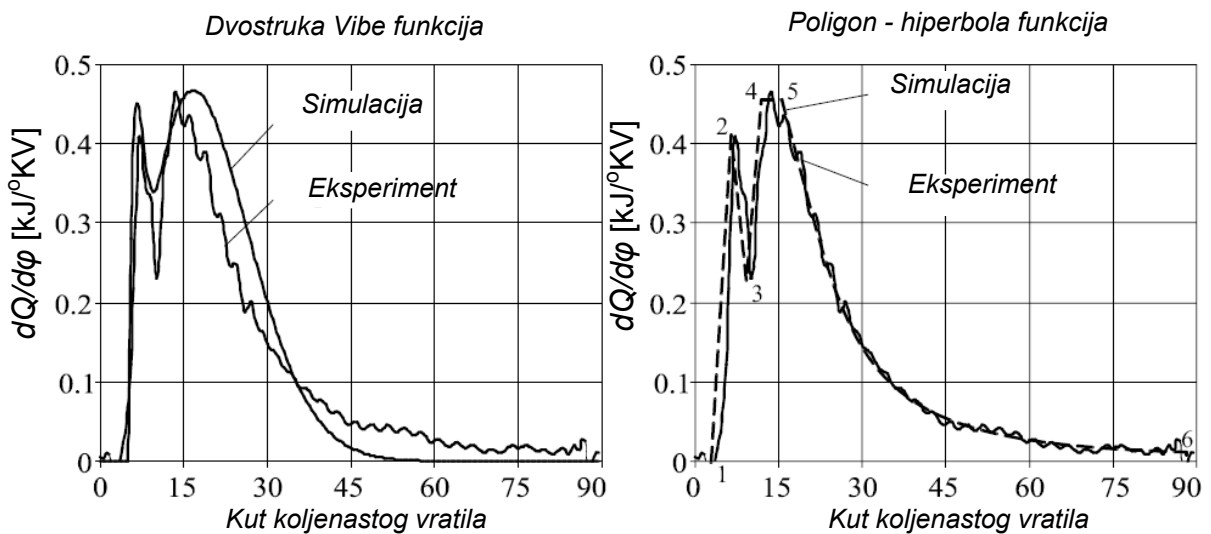
Za cjelokupno izgaranje vrijedi:

$$\frac{dQ_{g,uk}}{d\varphi} = \frac{dQ_{g,hf}}{d\varphi} + \frac{dQ_{g,df}}{d\varphi}. \quad (4.28)$$

Veličinom y_2 se podešava maksimalna visina ('pik') homogene faze izgaranja. Tri parametara hiperbole (h_1 , h_2 i h_3) dobiveni su iz uvjeta da hiperbola prolazi točkom 5 i 6 te da je vrijednost integrala ispod krivulje zakona izgaranja jednaka 1. Parametar h_2 definira oblik hiperbole.

Maksimalna visina krivulje difuzijske faze, koja opisuje zakon izgaranja (y_4), rezultat je uvjeta da se težište površine ispod eksperimentalno dobivene krivulje zakona izgaranja podudara s težištem površine ispod krivulje zakona izgaranja dobivenog simulacijom [44].

Veličina y_6 opisuje pretvorbu energije na kraju izgaranja.



Slika 4.4: Usporedba zakona oslobađanja topline supstituiranog dvostrukom Vibe funkcijom i poligon - hiperbola funkcijom kod brzookretnog 4T dizelskog motora.

Na lijevom dijagramu slike 4.4 se jasno vidi kako dvostruka Vibe funkcija ne opisuje točno difuzijsku fazu izgaranja budući da centralni eksponent funkcije ne može u potpunosti formirati oblik eksponencijalne krivulje koja se asimptotski približava osi x.

Za prikazani motor, u krajnjoj fazi izgaranja i dalje postoji značajno oslobađanje topline koja se ovakvom funkcijom ne može točno opisati, iako je

ukupno oslobođena toplina približno točna. Za točna ispitivanja performansi motora i emisija polutanata potreban je što točniji opis u svakom stupnju koljenastog vratila, pa za dotični slučaj treba primijeniti trostruku ili višestruku Vibe funkciju s istim metodološkim pristupom kao kod opisane dvostruke Vibe funkcije. Treba naglasiti da povećavanje broja Vibe funkcija znatno otežava proračun s obzirom na broj nepoznanica. Kao i u slučaju jednostruke Vibe funkcije, metoda najmanjih kvadrata pokazala se dobrom u izračunavanju nepoznatih koeficijenata.

Barba i ostali autori su 1999. predložili opisivanje zakona izgaranja višestrukog direktnog ubrizgavanja goriva u dizelskim motorima s zajedničkom sabirnicom (eng. Common Rail), gdje se pojavljuju nagli porasti tlakova, kao i vrlo duge faze dogorijevanja, primjenom kombinacije Vibe funkcije i poligon - hiperbola funkcije. Ovakav prikaz je vrlo kompleksan i detaljno je opisan u [27].

4.2.5. Opis parametara Vibe funkcije

Kako bi se modelom Vibeove supstitucije zakona izgaranja što više približilo stvarnom procesu u motoru, postoje razne metode određivanja prije spomenutih parametara. Koeficijenti Vibe-funkcije mogu se podesiti iteracijskim metodama ili na osnovu iskustva, a mogu biti određeni i matematičkim metodama.

Važno je da se najvažniji parametri procesa, kao što su p_{maks} , $p_{sr.ind.}$, $T_{is.pl.}$ izračunaju preko supstitucije zakona izgaranja koji je usklađen sa stvarnim. Određivanje Vibe - parametara je sastavni dio većine programa za analizu tlakova u MSUI.

U simulacijama se često mora preliminarno izračunati toplina dovedena gorivom za neku radnu točku motora, što je naročito važno za nestacionarne uvjete rada motora. Vibe funkcija se najčešće koristi prilikom opisa zakona oslobađanja topline, pa će se u ovom poglavlju dati detaljan opis parametara koji ju određuju.

Kao što je prije spomenuto, Vibe funkciju definiraju tri parametra²⁶; početak izgaranja (φ_{PI}), trajanje izgaranja (φ_{TI}) i koeficijent forme (m). Načine određivanja tih parametara obrađivali su mnogi autori, između kojih i Woschni i Anisits [40], a ovdje će biti prikazani u obliku univerzalnih formi.

4.2.5.1. Početak izgaranja

Početak izgaranja (φ_{PI}) ovisi o geometrijskom početku dobave visokotlačne pumpe goriva (φ_{PD}), zakašnjenju ubrizgavanja goriva ($\Delta\varphi_{ZU}$), te o zakašnjenju paljenja ($\Delta\varphi_{ZP}$):

$$\varphi_{PI} = \varphi_{PD} + \Delta\varphi_{ZU} + \Delta\varphi_{ZP}. \quad (4.29)$$

Zakašnjenje ubrizgavanja $\Delta\varphi_{ZU}$ je vrijeme između početka dobave visokotlačne pumpe i početka ubrizgavanja goriva u cilindar motora, a određeno je vremenom potrebnim za širenje tlačnog vala duž visokotlačnog cjevovoda duljine L_{cig} :

$$\Delta\varphi_{ZU} = \frac{360 \cdot n_m \cdot L_{cig}}{a_g}, \quad (4.30)$$

gdje je n_m [s⁻¹] brzina vrtnje, a a_g [m/s] brzina zvuka za gorivo u visokotlačnom cjevovodu²⁷.

Kako su veličine L_{cig} i a_g konstantne, promjena zakašnjenja ubrizgavanja može se izraziti preko funkcije brzine vrtnje motora [44]:

$$\Delta\varphi_{PU} = \Delta\varphi_{PU,0} \left(\frac{n_M}{n_{M,0}} \right)^{a_{PU}}. \quad (4.31)$$

Indeks «0» označava poznatu radnu točku motora na kojoj su poznate referentne vrijednosti potrebne za daljnje izračune.

Na motorima s regulacijom početka ubrizgavanja, početak ubrizgavanja je određen trenutkom podizanja igle rasprskavača. U tom slučaju se geometrijski

²⁶ Uz uvjet da je koeficijent C fiksiran na 6,901, odnosno da je $\eta_{izg} = 0,999$

²⁷ Brzina zvuka za gorivo u visokotlačnom cjevovodu $a_g = 1300 \div 1400$ [m/s] [18].

početak dobave φ_{PD} i vrijeme zakašnjenja ubrizgavanja $\Delta\varphi_{ZU}$ ne uzimaju u obzir, te izraz (4.29) poprima oblik:

$$\varphi_{PI} = \varphi_{PU} + \Delta\varphi_{ZP}. \quad (4.32)$$

Za izračunavanje zakašnjenja paljenja primjenjuje se polu empirijska jednadžba prema Sitkei [15];

$$\Delta\varphi_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{C,sr,ZP}}\right) \left(0,1332 \cdot p_{C,sr,ZP}^{-0,7} + 4,637 \cdot p_{C,sr,ZP}^{-1,8}\right) \quad [10^{-3} s] \quad (4.33)$$

gdje su vrijednosti tlaka i temperature srednje vrijednosti tijekom trajanja zakašnjenja paljenja. Jednadžba se odnosi na dizelsko gorivo s cetanskim brojem 52.

Za teško gorivo s cetanskim brojem 40 i ekstrapolacijom konstanti hladnog i plavog plamena jednadžba (4.33) se korigira u:

$$\Delta\varphi_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{C,sr,ZP}}\right) \left(0,155 \cdot p_{C,sr,ZP}^{-0,7} + 5,796 \cdot p_{C,sr,ZP}^{-1,8}\right) \quad [10^{-3} s]. \quad (4.34)$$

U literaturi se često navodi i empirijska jednadžba za zakašnjenje paljenja po Wolfer-u:

$$\Delta\varphi_{ZP} = 3,45 + \exp\left(\frac{2100}{T_{C,sr,ZP}}\right) p_{C,sr,ZP}^{-1,02} \quad [10^{-3} s]. \quad (4.35)$$

4.2.5.2. Trajanje izgaranja

Trajanje izgaranja ovisi o pretičku zraka (λ), te kod nekih motora o brzini vrtnje:

$$\Delta\varphi_{TI} = \Delta\varphi_{TI,0} \left(\frac{\lambda_0}{\lambda}\right)^{a_{TI}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^{b_{TI}}, \quad (4.36)$$

za motor bez EGR-a²⁸, gdje je n_0 poznati broj okretaja na određenoj radnoj (referentnoj) točki.

Za motor s EGR-om važi:

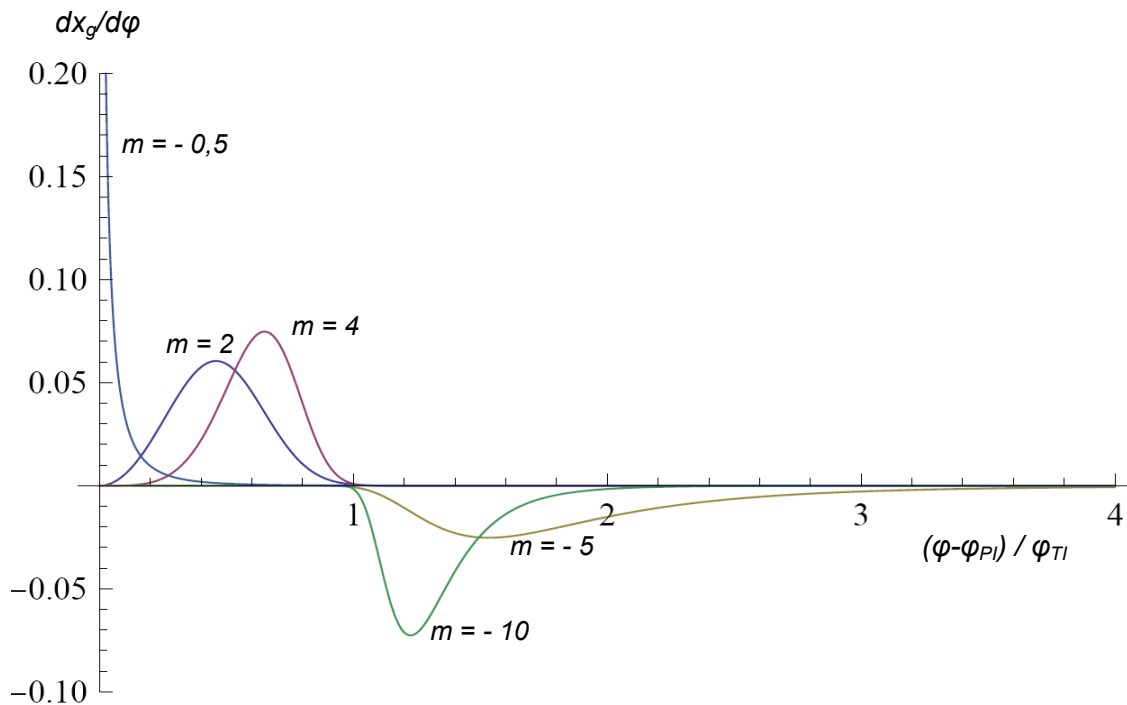
$$\Delta\varphi_{TI} = \Delta\varphi_{TI,0} \left(\frac{\lambda_0}{\lambda} \right)^{a_{TI}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{b_{TI}} \left(\frac{m_g}{m_{g,0}} \right)^{c_{CD}}. \quad (4.37)$$

4.2.5.3. Parametar forme

Parametar forme (m) opisuje tok pretvorbe energije, a ovisan je o zakašnjenju paljenja, brzini vrtnje, te o stanju plina, tj. masi plina u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila (kod 4T motora) ili zatvaranju ispušnog ventila (kod novih sporookretnih 2T motora). Kako bi se mogli izračunati koeficijenti forme manji od 0, jednadžbi je pridružen dodatni član. Koeficijenti forme manji od 0 opisuju vrlo intenzivno izgaranje koje se pojavljuje kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem na niskim opterećenjima i malim brzinama, kad još nema visokih tlakova [44].

Na slikama 4.5 i 4.6 su prikazani oblici Vibe funkcije s raznim koeficijentima forme $-m-$, uključujući i negativne vrijednosti.

²⁸ EGR - eng. Exhaust Gas Recirculation - Uređaj za recirkulaciju ispušnih plinova.

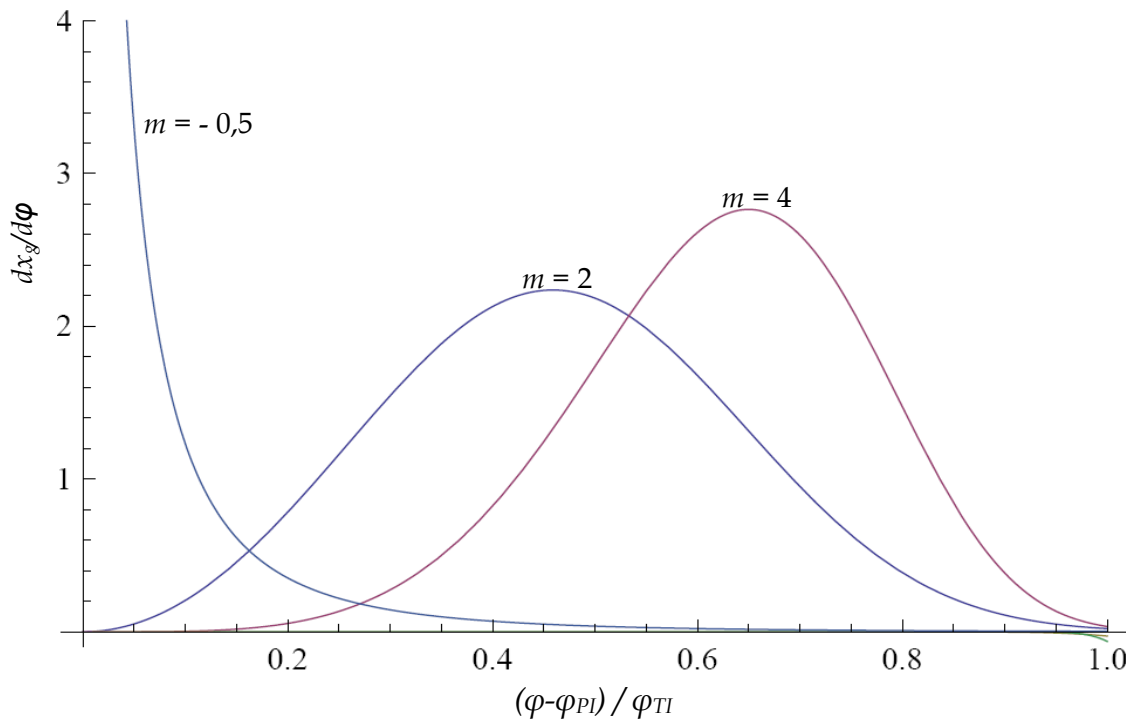


Slika 4.5: Prikaz različitih oblika Vibe funkcije s raznim koeficijentima forme (m)

Kako je u primjeni bitno područje od početka do kraja izgaranja, što u relativnim vrijednostima ide od 0 do 1, gornji dijagram je sužen na taj interval i prikazan na slici 4.5.

Negativne vrijednosti koeficijenta $-m$, koje se mogu primijeniti, kreću se u intervalu od 0 do -0,99. Kako se koeficijent $-m$ približava vrijednosti od -1 tako je krivulja sve strmija. Za vrijednost -1 krivulja ide u beskonačnost i neprimjenjiva je.

Na slikama je prikazan oblik funkcije s koeficijentom $m = -0,5$ i treba naglasiti, s obzirom da je to na slikama nevidljivo, kako lijeva strana krivulje prati ordinatu, odnosno penje se gotovo okomito do maksimalne vrijednosti, a zatim pada po krivulji koja je vidljiva. Ovakve negativne vrijednosti koeficijenta $-m$ omogućuju prikaz vrlo intenzivnog, gotovo trenutnog, izgaranja.



Slika 4.6: Prikaz različitih oblika Vibe funkcije s raznim koeficijentima forme (m) u intervalima od interesa

Izraz po kojem se može izračunati parametar forme na osnovu poznatih parametara ispitivanog motora, (indeks 0), je:

$$m = (m_0 + \Delta m) \left(\frac{\varphi_{ZP,0}}{\varphi_{ZP}} \right)^{a_{VM}} \left(\frac{n_0}{n} \right)^{b_{VM}} \left(\frac{p_{UVZ} \cdot V_{UVZ} \cdot T_{UVZ,0}}{p_{UVZ,0} \cdot V_{UVZ,0} \cdot T_{UVZ}} \right)^{c_{UVZ}} - \Delta m. \quad (4.38)$$

U tablici 4.2 dane su vrijednosti prije opisanih parametara koje su koristili razni autori s dobrom podudarnošću s realnim procesom.

Tablica 4.2: Parametri za preliminarno izračunavanje emisije topline [44]

| | Originalna jednadžba | Veliki dizelski motori | Diz. motori s direktnim ubrizg. gor. komercijalna vozila | Diz. motori s direkt. ubrizg. gor. osobna vozila |
|------------|-------------------------|------------------------------|--|--|
| a_{ZU} | 1,0 | 1,0 | - | - |
| a_{ZP} | 1*; 0,5 | 0,39 | 0,625* | 0,1 |
| b_{ZP} | 0,135 | 0,105 | - | 0,135 |
| c_{ZP} | 4,8 | 3,12 | - | 4,8 |
| a_{TI} | 0,6 | 0,6 | -0,3 | 0,0 |
| b_{TI} | 0,5 | 0,5 | -0,65 | 0,0 |
| c_{TI} | 0,0 | 0,0 | 0,0 | -0,1 |
| Δm | 0,0 | 0,0 | 0,4 | 0,3 |
| a_{VM} | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,2 |
| b_{VM} | 0,3 | 0,3 | -0,8 | -0,4 |
| c_{VM} | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 |

*Anisits

Ovakav postupak određivanja parametara dvostruke Vibe funkcije je dvostruko teži i skuplji, budući da prije opisane operacije treba ponoviti i za drugu Vibe funkciju. Za brzookretne dizelske motore postupak je opisan u [23].

Za primjenu poligon - hiperbola opisa zakona oslobađanja topline potrebno je devet parametara [44].

U prijelaznim režimima rada motora s prednabijanjem, kada se mijenja opterećenje na motoru, u cilindre se dobavlja veća ili manja količina goriva. Što su te promijene intenzivnije u vremenu to postoji realna mogućnost da se

poremeti omjer goriva i zraka. Tako pretičak zraka može biti veći ili manji od stvarno potrebnog. Kada je pretičak zraka manji od stvarno potrebnog dolazi do nepotpunog izgaranja, uz pojavu čađe, te smanjenja snage.

Stvaranje čađe najviše ovisi o pretičku zraka i temperaturi, a kako nema oštre granice na kojoj ona započinje, granica se mora aproksimirati. To znači da kod modeliranja izgaranja u cilindru dizelskog motora treba definirati oslobođenu toplinsku energiju izgaranjem ovisno o pretičku zraka. To je rubni uvjet koji nije poznat, pa se on određuje stupnjem djelovanja izgaranja (η_{izg}).

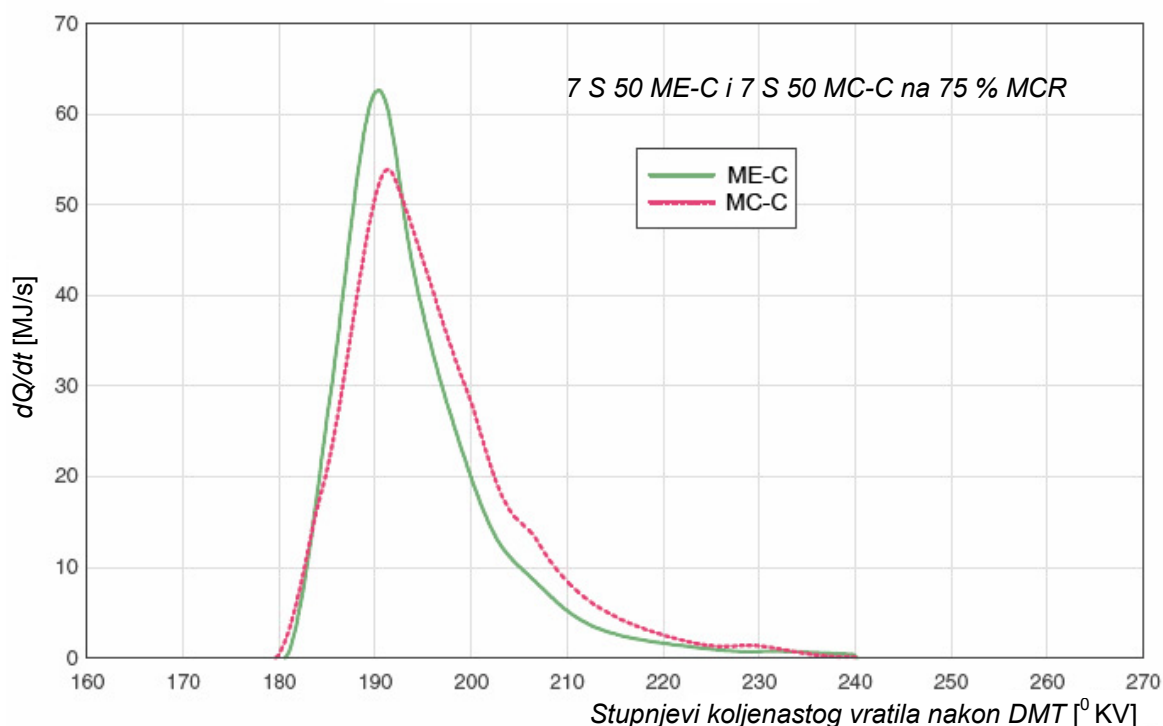
4.3. Određivanja zakona oslobađanja topline iz izmjerenih indikatorskih dijagrama

4.3.1. Uvod

Oslobađanje topline unutar cilindra, osim što utječe na stvaranje NO_x-a, toplinski opterećuje sve vitalne dijelove motora (košuljicu cilindra, stap, prstenove, glavu cilindra, ispušni ventil i sve ostalo što je u dodiru s prostorom izgaranja). Pored toga, toplina djeluje i na cilindarsko ulje koje mora zadovoljiti zahtjeve podmazivanja i u područjima visokih temperatura.

Posljednjih godina srednji efektivni tlak se povećao na preko 20 bara, a maksimalni tlak na preko 150 bar, što utjecalo na nove zahtjeve za konstrukcijom i čvrstoćom košuljica, glava, stapova, ležajeva motora i ostalih dijelova stapnog mehanizma, te kvalitetu cilindarskog ulja.

Na povećanje tlakova se ide zbog povećanja toplinske iskoristivosti motora, a popraćeno je tehnološkim razvojem materijala i konstrukcije.



Slika 4.7: Prikaz zakona oslobađanja topline kod sporookretnih brodskih dvotaktnih motora tipa MAN B&W serije ME i MC [50]

Slika 4.7 prikazuje razlike u oslobađanju topline (MJ/s) na 75% maksimalne trajne snage (MCR) kod analiziranih motora.

Iz dijagrama je vidljivo da oslobađanje topline započinje negdje oko GMT (180° KV), a najveće je 10-tak stupnjeva nakon GMT.

Kod motora serije ME maksimalne vrijednosti oslobođene topline u jedinici vremena su 10-12 [MJ/s] veće nego kod MC serije. Temperature ispušnih plinova su slične ili nešto veće, ovisno o režimima rada motora. Nova generacija motora, na manjim snagama, ima veće temperature ispušnih plinova. Razlog je prije otvaranje ispušnog ventila zbog dovoda veće količine topline na turbo-puhalo, pa time i veće količine zraka u motor, a sve u cilju omogućavanja bezdimnog rada na niskim režimima rada²⁹. Posljedično je i pladanj sa sjedištem ventila nešto više toplinski opterećen, ali još uvijek unutar dozvoljenih granica.

²⁹ Kada brod vozi u režimu polagano naprijed ili nazad („Dead Slow Ahead - Astern“) brzina vrtnje na novoj generaciji sporookretnih brodskih motora kreće se oko 10-tak [o/min].

Nadalje, oblik krivulje je takav da je njen uski vrh pomaknut više prema GMT-u, a već 12-13 [°KV] nakon GMT-a oslobađanje topline je manje kod serije ME nego kod serije MC.

Maksimum krivulje se može načinom ubrizgavanja pomaknuti prije GMT ili kasnije od GMT. Pomicanjem prema GMT, odnosno omogućavanjem intenzivnijeg i bržeg izgaranja u području iza, ali što bliže GMT, povećava se toplinska iskoristivost goriva te na taj način smanjuje specifična potrošnja goriva. Takvim načinom ubrizgavanja tlakovi i temperature bi bili veći, ali time i tvorba štetnih NO_x-a. Upravo je ograničenje emisije NO_x-a razlog odabira položenije krivulje, ali uz minimalnu specifičnu potrošnju goriva. Način ubrizgavanja goriva direktno utječe na oblik krivulje izgaranja i samu optimizaciju procesa.

Na oblik krivulje izgaranja znatan utjecaj ima i oblik prostora izgaranja, odnosno geometrija čela stapa i glave, geometrija i oblik usisnih i ispušnih kanala te kolektora ispirnog zraka i ispušnih plinova.

Izračunavanje zakona oslobađanja topline je važno jer se na osnovu njega dobivaju vrlo važne informacije o toku izgaranja u cilindru. Među ostalim podacima, iz njega se lako odredi trajanje izgaranja (φ_{Π}), što je jedan od važnijih podataka koji se koristi u glavnom simulacijskom programu.

Teorija objašnjena u [45] je iskorištena od istog autora za izradu programa u Fortranu za izračunavanje $dQ/d\varphi$, a u sklopu ovoga rada prebačena je iz Fortrana u MATLAB te korištena u daljnjem istraživanju.

Indikatorski dijagram dobiva se indiciranjem na motoru na probnom stolu ili eksploataciji. U tu svrhu koristi se ili stari indikator³⁰, kojim se ovisnost tlaka o kutu koljenastog vratila prikazuje u obliku otvorene ili zatvorene krivulje, ili nova vrsta piezoelektričnih davača tlaka, koji uz korištenje računala imaju istu ulogu, ali su rezultati znatno precizniji. Podaci indiciranog tlaka korišteni u ovom radu izmjereni su piezoelektričnim davačima tlaka.

³⁰ Uređaj koji se spaja na indikatorski pipac smješten na glavi motora, a izveden je kao cilindar s klipom koji preko sistema polužja promijene tlaka prenosi na papirić namotan na bubnju. Bujanj rotira ovisno o kretanju stapnog mehanizma, a pogonjen je konopčićem spojenim na križnu glavu.

Za izračunavanje zakona oslobađanja topline iz otvorenog indikatorskog dijagrama potrebno je imati što preciznije numeričke podatke tlaka (p) ovisne o kutu (φ).

Iz teorije objašnjene u poglavlju 3, a koja se zasniva na 1. zakonu termodinamike i zakonu o održanju mase, dobio se izraz:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\left[\frac{dQ}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} - m \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] - C}{m \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) + \frac{A}{B} \frac{p}{T} \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right) \right]} . \quad (4.39)$$

Iz ovoga se izraza sređivanjem dobiva izraz za $dQ/d\varphi$ koji glasi:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = m \cdot \frac{dT}{d\varphi} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \cdot \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{p}{T} \right) + u \cdot \frac{dm}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + m \cdot \frac{\partial u}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} + m \cdot C . \quad (4.40)$$

U gornjem izrazu član $dT/d\varphi$ treba zamijeniti izrazom dobivenim iz jednadžbe stanja plina; $pV = mRT$. Deriviranjem ovog izraza po kutu koljenastog vratila (φ) proizlazi:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\varphi} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\varphi} . \quad (4.41)$$

Uz potpuni diferencijal za plinsku konstantu:

$$R = f(p, T, \lambda), \quad (4.42)$$

$$\frac{dR}{d\varphi} = \left(\frac{\partial R}{\partial p} \right) \frac{dp}{d\varphi} + \left(\frac{\partial R}{\partial T} \right) \frac{dT}{d\varphi} + \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} . \quad (4.43)$$

Uvođenjem izraza (4.43) u izraz (4.41) te sređivanjem, dobiva se izraz za promjenu temperature po kutu koljenastog vratila:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \frac{1}{m} \cdot \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right)}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial T}}. \quad (4.44)$$

Trenutna temperatura radnog medija se izračunava preko jednadžbe stanja.

Uvrštavanjem jednadžbe (4.44) u jednadžbu (4.40) dobiva se osnovna jednadžba za brzinu oslobađanja topline u cilindru iz otvorenog indikatorskog dijagrama za proces s realnim plinom:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = m \cdot K \cdot \left(\frac{1}{p} - \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial p} \right) \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \left(\frac{m \cdot K}{V} + p \right) \cdot \frac{dV}{d\varphi} + (u - K) \cdot \frac{dm}{d\varphi} + m \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} - \frac{K}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} + m \cdot C. \quad (4.45)$$

$$K = \frac{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \cdot \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{p}{T}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial p}}. \quad (4.46)$$

Prema Mohlenkamp-u [48], kod dizelskog motora možemo s dovoljnom točnošću koristiti svojstva idealnog plina, pa se usvajaju slijedeće aproksimacije:

$$\frac{\partial u}{\partial p} = 0, \quad \frac{\partial R}{\partial p} = 0, \quad \frac{\partial R}{\partial T} = 0. \quad (4.47)$$

Izračunom se dobiva:

$$A = 1, \quad B = 1, \quad C = 1, \quad K = 1, \quad (4.48)$$

što uvrštavanjem u jednadžbu (4.40) daje izraz za idealni plin:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{V}{R} \cdot \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \left(\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial u}{\partial T} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \left(u - T \cdot \frac{\partial u}{\partial T} \right) \cdot \frac{dm}{d\varphi} + m \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial T} - \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi}. \quad (4.49)$$

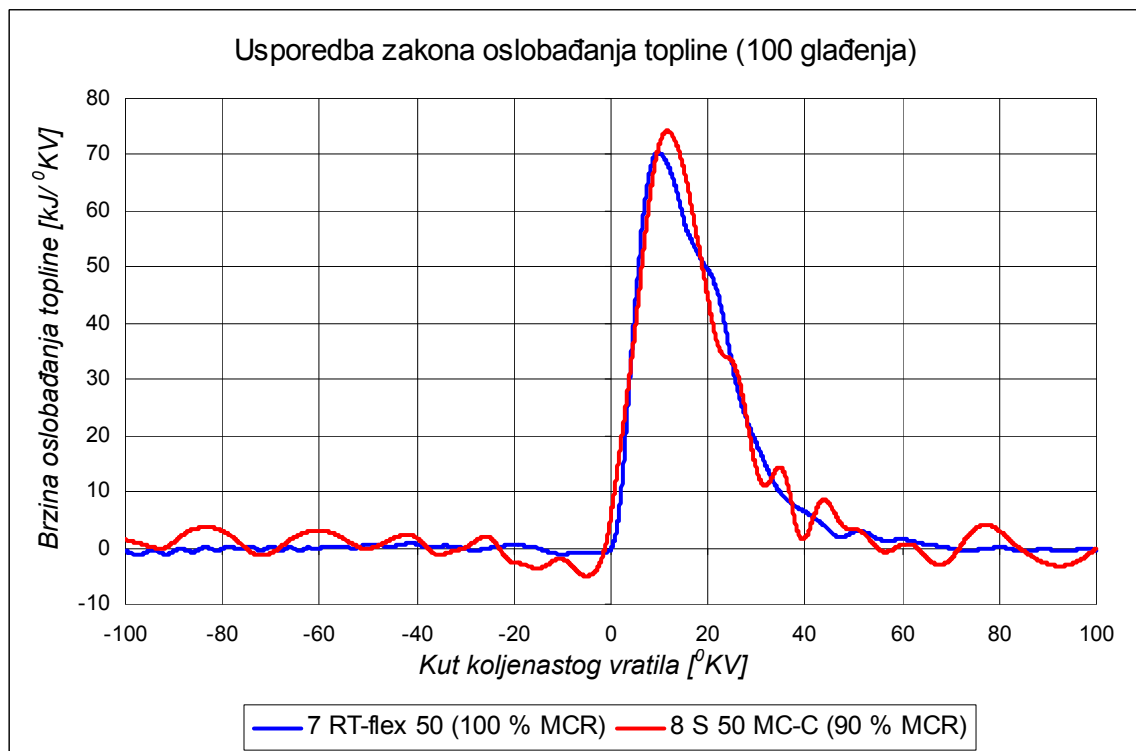
Iz dobivene promjene topline u cilindru treba izdvojiti dio topline koji prelazi na stjenke cilindra, odnosno:

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} - \frac{dQ_{st}}{d\varphi}. \quad (4.50)$$

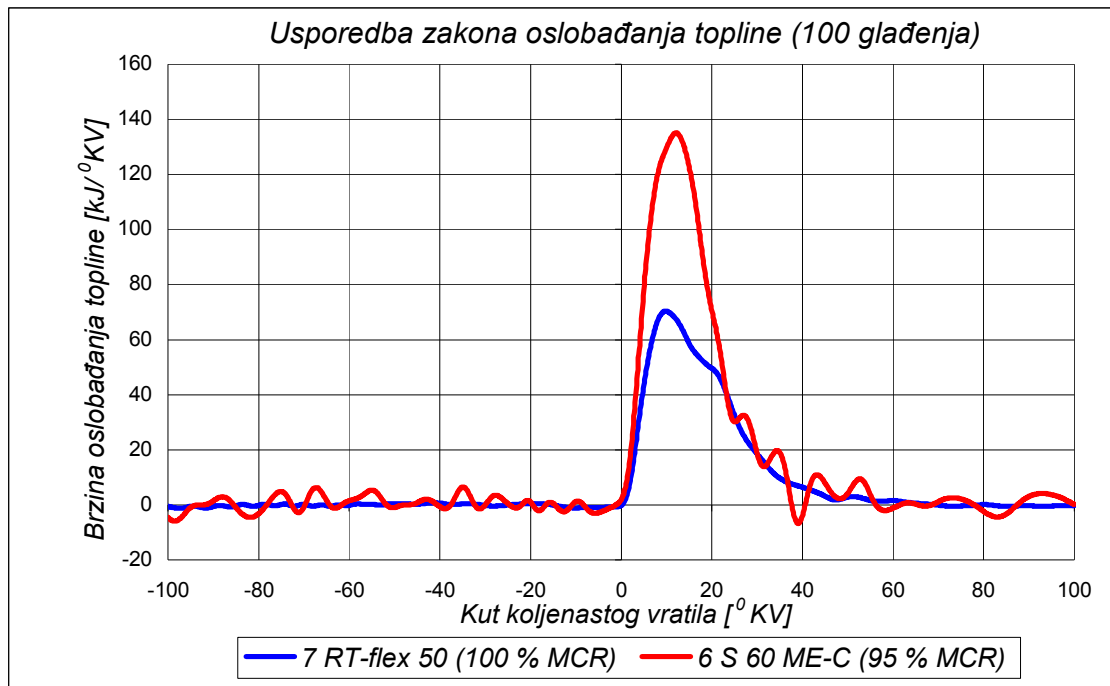
Toplina predana stjenkama može se izračunati po nekom od empirijskih izraza danim u poglavlju 3. U ovom radu koristio se izraz po Woschni-u.

4.3.2. Primjena na ispitivanim motorima

Na slikama 4.8 i 4.9 prikazani su izračunati dijagrami zakona oslobađanja topline iz snimljenih indikatorskih dijagrama ispitivanih motora. Zamjetne su razlike u oscilacijama $dQ/d\varphi$ za različite motore. Razloge pojavljivanja ovakvih razlika možemo tražiti u kvaliteti izmjerenih podataka. Kvaliteta može odstupati ili zbog neprecizne mjerne opreme ili zbog radnih uvjeta u kojima se mjerilo.



Slika 4.8: Usporedba zakona oslobađanja topline između sporookretnih brodskih motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i MAN B&W 8 S 50 MC-C



Slika 4.9: Usporedba zakona oslobađanja topline između sporookretnih brodskih motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i MAN B&W 6 S 60 ME-C

Na slici 4.9 je razvidno kako je oslobađanje topline kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C znatno intenzivnije u odnosu na motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, odnosno isti oslobađa znatno veću količinu topline u kraćem vremenu. To za posljedicu ima proporcionalno veće toplinsko opterećenje svih dijelova motora koji direktno ili indirektno sudjeluju u procesu izgaranja.

Usljed toga motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C, treba intenzivnije hlađenje kontrolnog volumena, tj. dijelova motora kao što su stap, košuljica cilindra, cilindarska glava, ispušni ventil. To sa sobom povlači i potrebu za jače dimenzioniranim sustavom slatke rashladne vode i sustavom mora.

Potrebno je naglasiti da su ovako znatne razlike posljedica snažnijeg motora u kojem se preko ubrizgane veće količine goriva oslobađa i znatno veća količina topline, što utječe na izgled i razlike u ovom dijagramu. Iz dijagrama na slici 4.8 vidljive su razlike i kod motora sličnih gabarita; (Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100 % MCR-a i MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90 % MCR-a). Kod motora tipa MAN B&W postoji brže oslobađanje topline, iako se kod motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 ubrizgava veća količina goriva i motor ima nešto veću snagu, a to se može vidjeti i dokazati podacima za snagu iz tablice 4.3.

Treba naglasiti da motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C spada u stariju generaciju motora bez elektronske kontrole ubrizgavanja i elektro-hidrauličkog upravljanja ispušnim ventilom, što na prvi pogled neznatne razlike, čini još većim. Naime kod novije generacije ovih motora, (motori ME serije), brzina oslobađanja topline je još veća.

O ovome je već bilo više riječi u magistarskom radu [50], gdje su uspoređivane performanse prije spomenutih motora.

Iz dijagrama na slici 4.9 se može vidjeti kako trajanje izgaranja kod motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, na 100 %-tnom opterećenju traje između 60 do 70 °KV, dok kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C, na 95%-tnom opterećenju, između 40 i 50 °KV.

Podatak o trajanju izgaranja, dobiven je analizom dijagrama brzina oslobađanja topline ispitivanih motora, a potrebit je za simulaciju radnog procesa.

Točno vrijeme trajanja ili kut trajanja izgaranja je vrlo teško utvrditi iz izračunatih, ali neobrađenih dijagrama zakona oslobađanja topline. Razlog su velike promijene $dQ/d\varphi$ koje nastaju zbog oscilacija brzine promjene tlaka po kutu koljenastog vratila ($dp/d\varphi$), odnosno kvaliteta izmjerenih indiciranih tlakova direktno utječe na dijagrame zakona oslobađanja topline.

Kod motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 indicirani su tlakovi kvalitetno izmjereni te se proračunom sa samo 10 glađenja dobiva vrlo kvalitetan dijagram oslobađanja topline, iz kojeg se sa zadovoljavajućom točnošću može odrediti trajanje izgaranja. Poznato je da su ovi rezultati dobiveni mjerenjem na brodu u probnoj vožnji s potpuno novom opremom, što je vjerojatno najvažniji razlog dobrih rezultata.

Kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C te 8 S 50 MC-C podaci su dobiveni mjerenjem u eksploataciji nakon više tisuća radnih sati, što kao posljedicu ima i variranje brzina promjena indiciranih tlakova, kako zbog stanja mjernih instrumenata tako i zbog stanja okoline (stanje mora i vjetra). Uslijed valova i vjetra, snaga koju motor daje na propeler može biti promjenjiva tijekom mjerenja zbog promjenjivog otpora trupa broda, pa brzine promjene tlaka mogu

znatno oscilirati. Rezultate dobivene iz takvih mjerenja potrebno je zaglađivati čak s preko 100 glađenja.

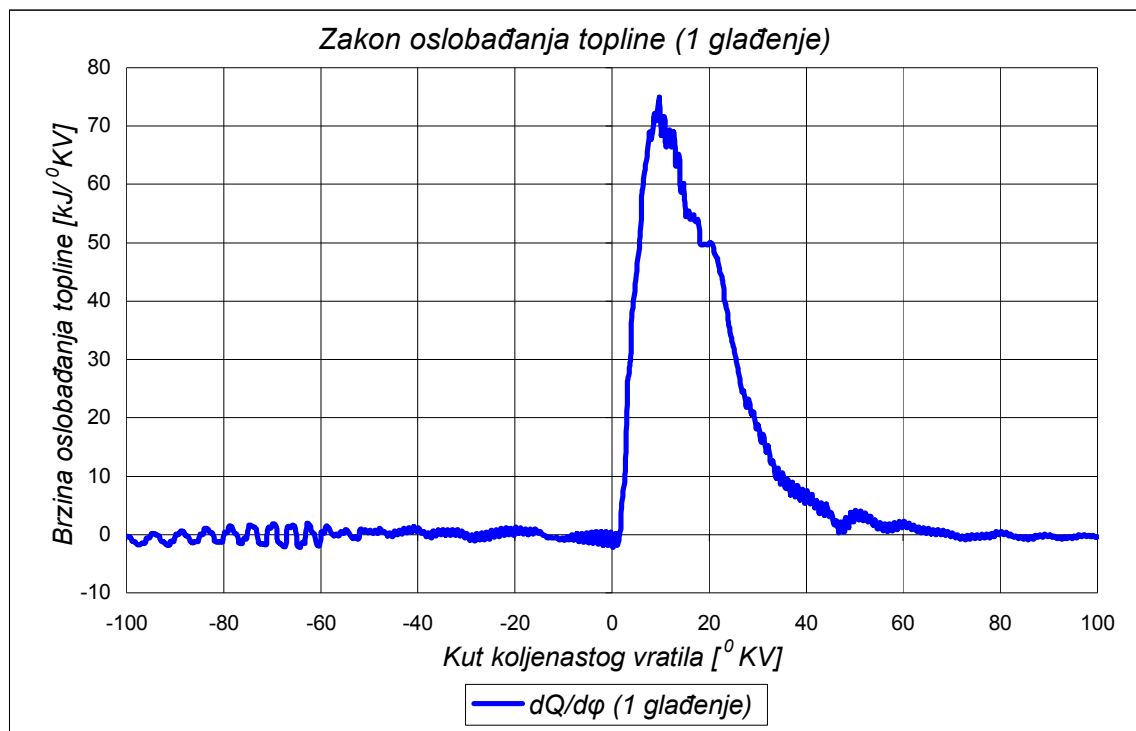
Glađenje $dQ/d\varphi$ krivulja dobivenih programom u programskom jeziku Fortran izvedeno je pomoću srednjih vrijednosti, odnosno srednja vrijednost ordinate je nova vrijednost minus stara podijeljena s 2;

$$y_s = (y(N) - y(N-1)) / 2.$$

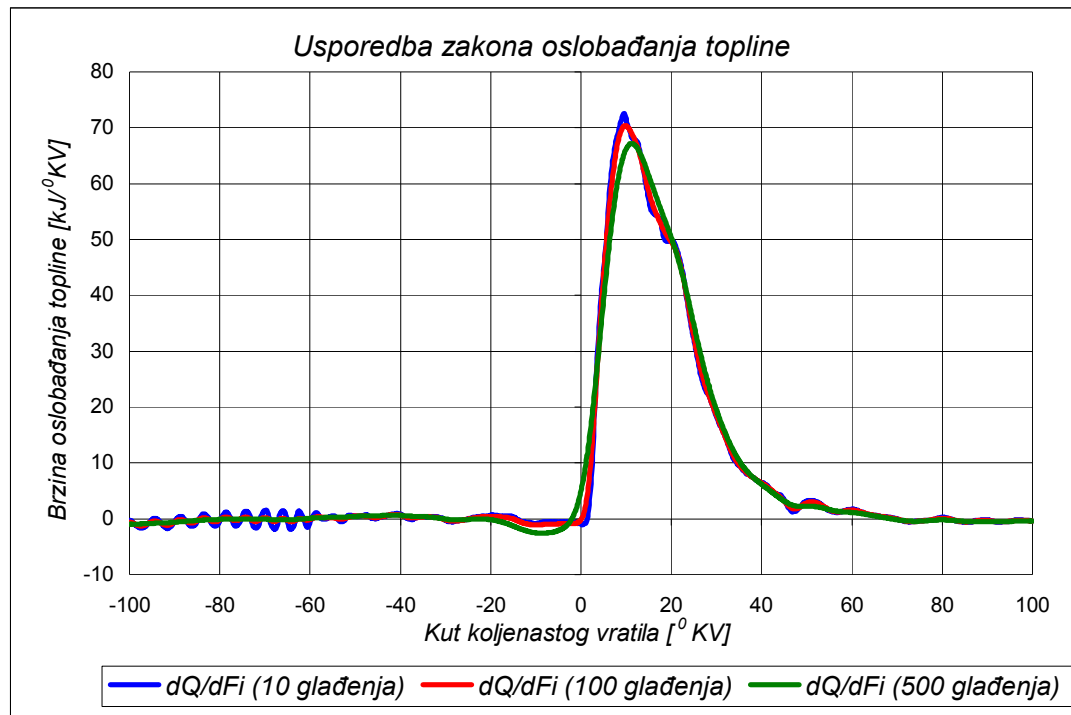
Glađenje rezultata utječe na maksimalne vrijednosti trenutno i ukupno oslobođene topline, pa je onda i sama usporedba motora teška i upitna.

Kako bi usporedba dva motora bila mjerodavna, na slikama 4.8 i 4.9 prikazana je usporedba zakona oslobađanja topline sa 100 glađenja, iako to za motor Wärtsilä 7 RT Flex 50 nije bilo potrebno.

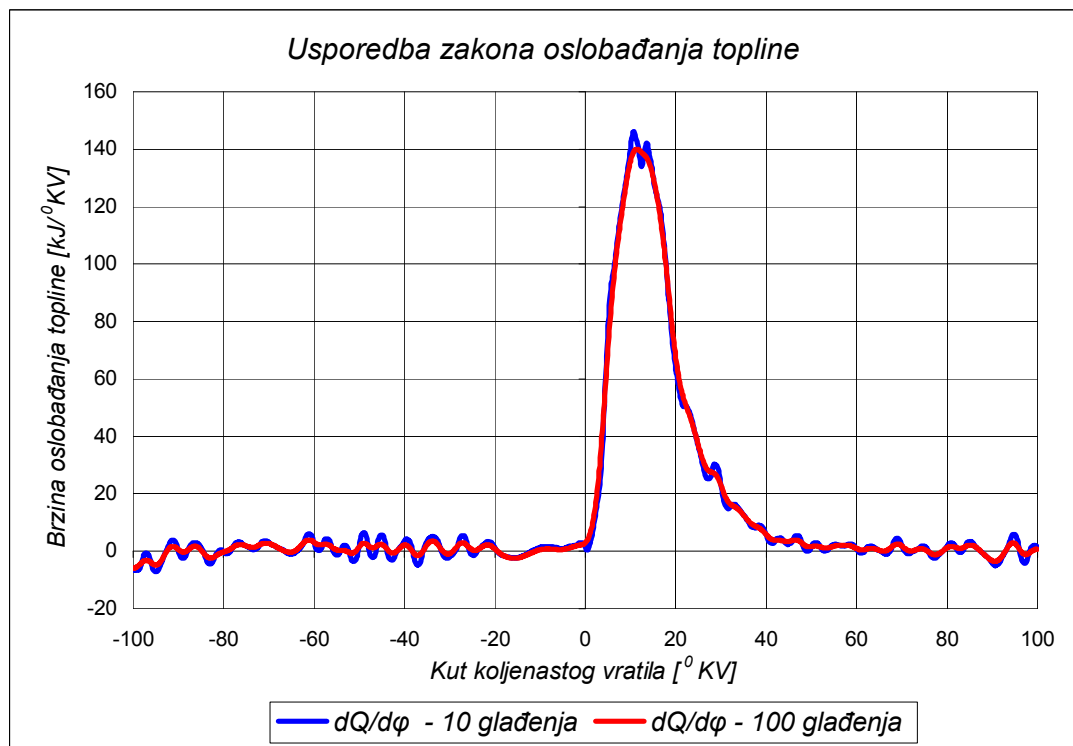
Dijagram zakona oslobađanja topline sa samo jednim glađenjem kod motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, usporedbe radi, prikazan je na slici 4.10.



Slika 4.10: Prikaz zakona oslobađanja topline na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100 % maksimalne trajne snage s jednim glađenjem



Slika 4.11: Usporedba zakona oslobađanja topline za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100 % maksimalne trajne snage ovisno o broju glađenja



Slika 4.12: Usporedba zakona oslobađanja topline ovisno o broju glađenja za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C, na 86 % maksimalne trajne snage

Usporedba zakona oslobađanja topline kod motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C, s raznim brojem glađenja prikazana je na slikama 4.11 i 4.12. Na slikama se vidi kako zaglađivanje utječe na maksimalne vrijednosti brzina oslobađanja topline kao i na vrijednost ukupno oslobođene topline.

Parametar trajanja izgaranja dobiven proračunom iz programa za izračunavanje $dQ/d\varphi$, ustupljenog od [Medica V.], služi kao pomoć pri korištenju novog simulacijskog programa za proračun radnog procesa u motoru, a koji među ostalim ulaznim parametarima treba i podatak o trajanju izgaranja. Taj je podatak potreban za opisivanje izgaranja s prije opisanim matematičkim izrazima za Vibeove funkcije ili Watson-Pilley-Marzouk opis.

Točno trajanje izgaranja utvrđeno je nizom simulacija dok se nisu dobili rezultati koji sa zadovoljavajućom točnošću opisuju stvarno izmjerene podatke indiciranih tlakova. Podaci za snagu te izračunata trajanja izgaranja na istraživanim motorima dani su u tablici 4.3.

Tablica 4.3: Izračunata trajanja izgaranja za pojedini tip motora na određenim opterećenjima

| Tip motora | % MCR | Snaga po cilindru [kW] | Trajanje izgaranja φ_{II} [°KV] | Ukupno dovedena topline [MJ] (izračunato) |
|---|-------|------------------------|---|---|
| Wärtsilä 7 RT Flex 50 - cil.5 | 100 | 1580 | 64 | 1,55 |
| MAN B&W 8 S 50 MC-C - cil. 4 | 90 | 1390 | 53 | 1,46 |
| MAN B&W 6 S 60 ME-C - cil. 6 | 96 | 2010 | 42 | 2,34 |
| | 86 | 1822 | 49 | 2,41 |
| | 75 | 1598 | 41 | 2,12 |
| | 40 | 842 | 36 | 1,63 |

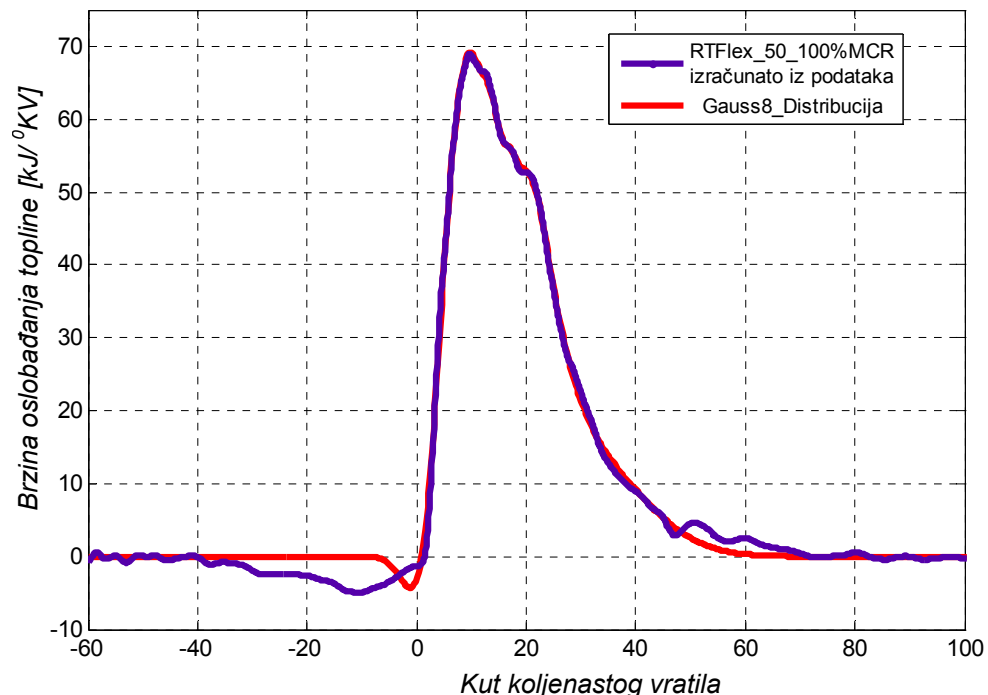
4.3.3. Obrada zakona oslobađanja topline

Zbog prije opisanih i objašnjenih problema u svezi zaglađivanja dobivenih dijagrama zakona oslobađanja topline, isti dijagrami su se u sklopu ovoga rada obradili u Matlabu. Korišten je isti program kao u Fortranu, ali bez glađenja. Dobiveni rezultati (dijagrami) bili su identični onima dobivenim u Fortranu, dakle sa znatnim oscilacijama u vrijednostima oslobođene topline po kutu koljenastog vratila, te je bilo potrebno zaglađivanje.

4.3.3.1. Zaglađivanje $dQ/d\varphi$ dijagrama

Da bi se što točnije odredilo trajanje izgaranja, dijagrame je potrebno «izgladiti», što se u Fortranu radi programski, metodom srednjih vrijednosti uz korekcije tlaka. To utječe na maksimalne vrijednosti $dQ/d\varphi$, a time i na vrijednost ukupno dovedene topline, odnosno na integral ispod krivulje zakona oslobađanja topline.

Istraživanjem dotičnih krivulja u Matlabu došlo se do rezultata da dobivene dijagrame jako dobro aproksimira Gaussova razdioba višeg reda, što je prikazano na slikama koje slijede.



Slika 4.13: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR

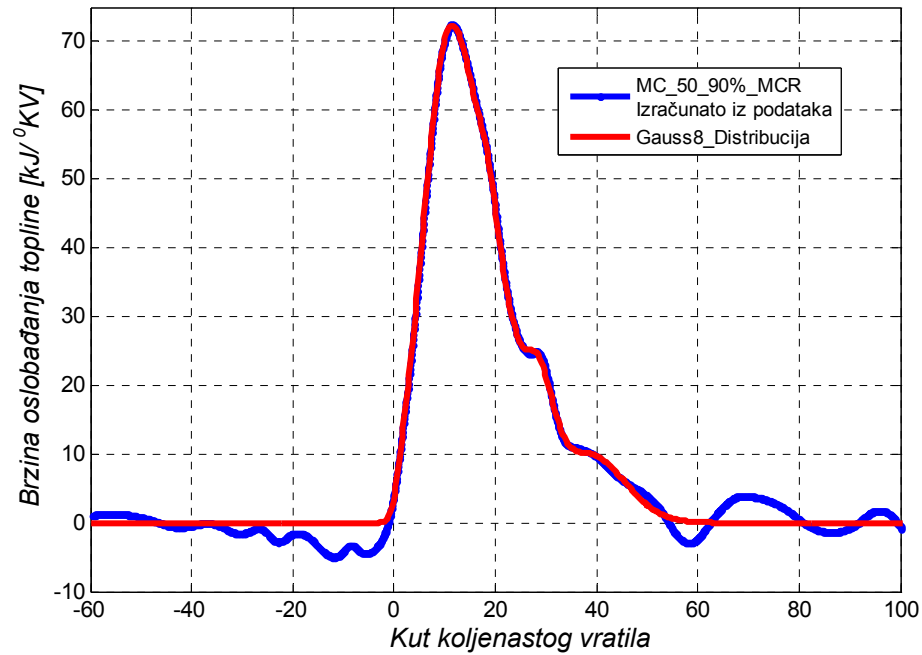
Krivulje na slikama koje slijede prikazuju Gaussovu distribuciju 8. reda - (Gauss8), koja ima oblik:

$$\begin{aligned} f(x) = & a1 * \exp(-((x-b1)/c1)^2) + a2 * \exp(-((x-b2)/c2)^2) + \\ & a3 * \exp(-((x-b3)/c3)^2) + a4 * \exp(-((x-b4)/c4)^2) + \\ & a5 * \exp(-((x-b5)/c5)^2) + a6 * \exp(-((x-b6)/c6)^2) + \\ & a7 * \exp(-((x-b7)/c7)^2) + a8 * \exp(-((x-b8)/c8)^2). \end{aligned} \quad (4.51)$$

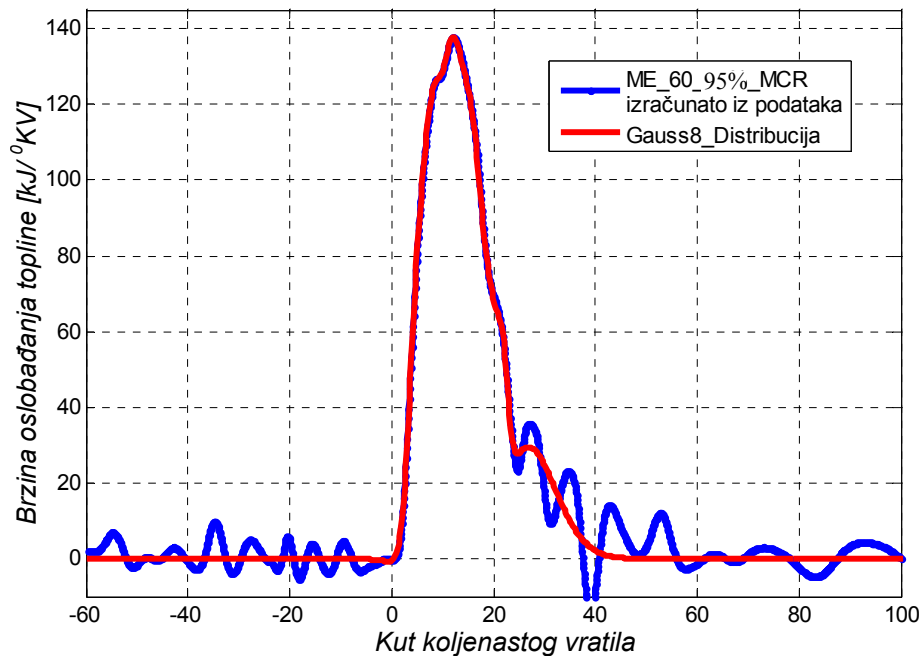
Na slici 4.13 prikazana je usporedba između funkcije dobivene programom u Fortranu, na osnovu stvarno izmjerenih rezultata s 1 glađenjem, te Gaussove aproksimacijom 8. reda.

Vidljivo je kako se maksimalne vrijednosti oslobađanja topline ne mijenjaju, uz vrlo lijepo zaglađivanje oscilacija. Vrijednosti $dQ/d\varphi$ prije početka izgaranja te nakon kraja izgaranja svedene su na nulu što je ujedno i pokazatelj ispravnosti dijagrama zakona oslobađanja topline.

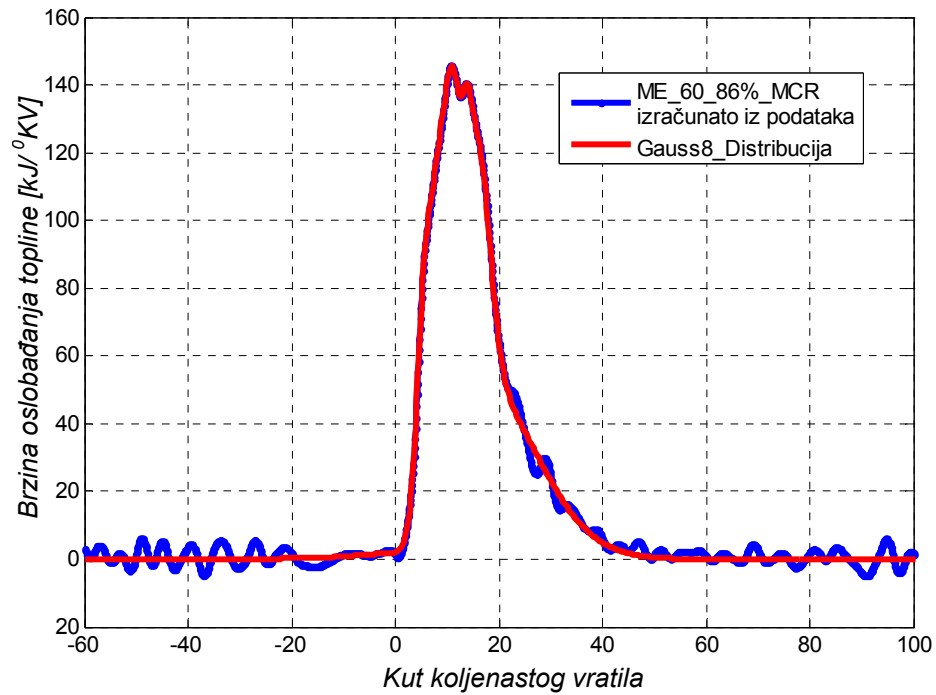
Treba napomenuti da Gaussova distribucija od 4. reda na više relativno dobro opisuje eksperimentalne rezultate, ali postoje greške u području početka izgaranja. Te se greške smanjuje povećavanjem reda Gaussove distribucije, pa je to i razlogom uzimanja 8. reda Gaussove distribucije. Moguće je uzeti i viši red, ali to otežava već poprilično složen proračun. Na slici 4.13 se vidi kako je Gaussova aproksimacija lijepo „uhvatila“ područje ishlapljivanja goriva, što kod nekih aproksimacija nije bio slučaj. Razlozi se mogu tražiti u kvaliteti izmjerenih podataka.



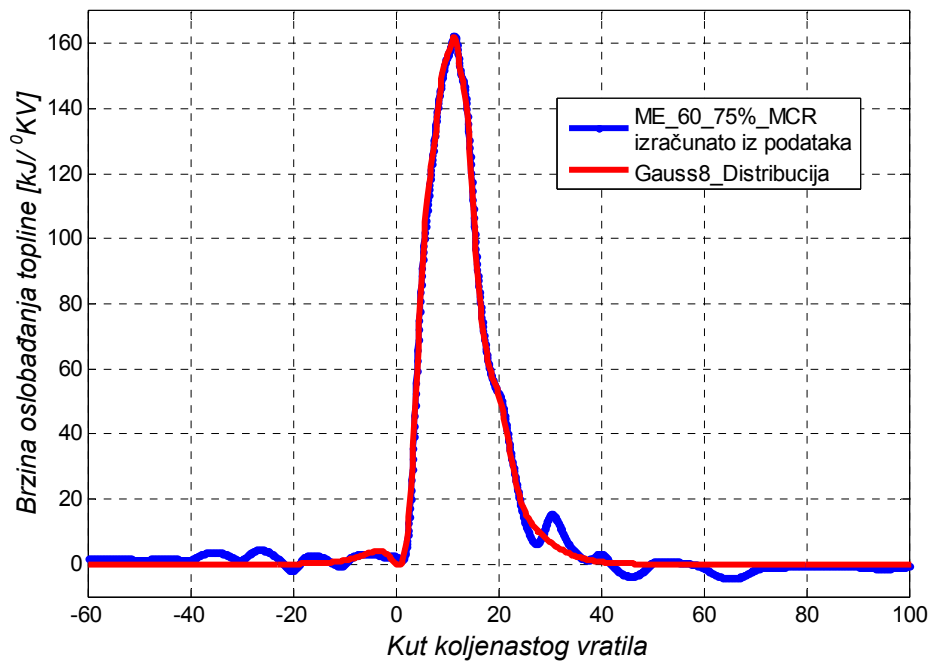
Slika 4.14: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR (Gauss-8)



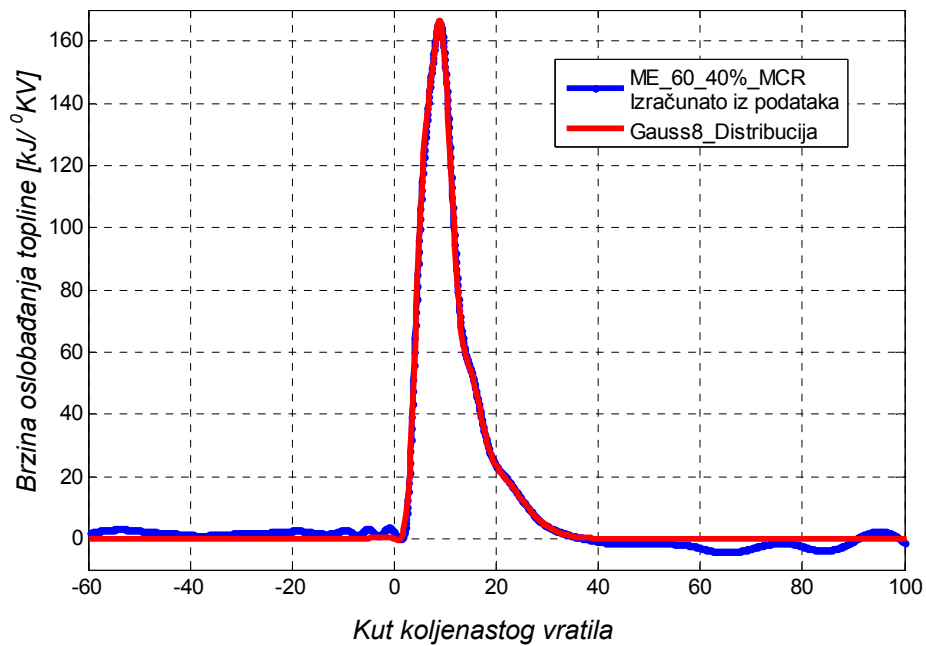
Slika 4.15: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR (Gauss-8)



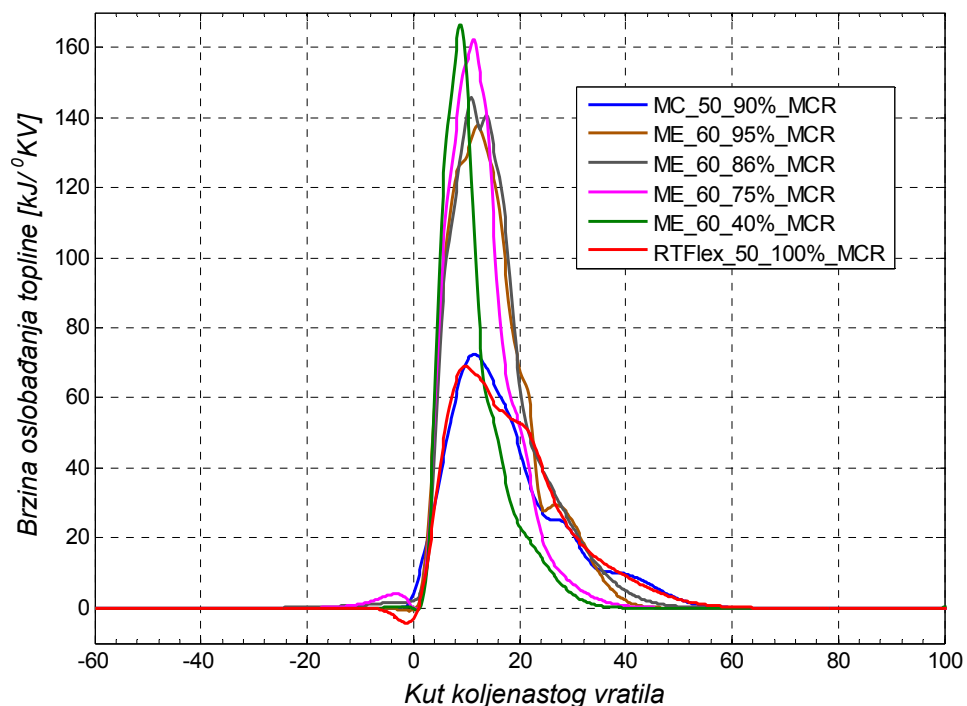
Slika 4.16: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR (Gauss-8)



Slika 4.17: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR (Gauss-8)



Slika 4.18: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR (Gauss-8)



Slika 4.19: Usporedba zaglađenih funkcija zakona oslobađanja topline ispitivanih motora

Vrijednosti koeficijenata gore prikazanih Gaussovih razdioba dane su u dodatku 2 na kraju rada.

4.3.3.2. Relativni udio izgorenog goriva

Prije prikazani dijagrami važni su za daljnju obradu i simulaciju radnog dijela procesa istraživanih motora, a u svrhu dobivanja x_g dijagrama, ovisno o relativnom kutu $(\varphi_{PI} - \varphi_{TI}) / \varphi_{TI}$. Postupak dobivanja je slijedeći:

Kada se dobiju prikazani dijagrami zakona oslobađanja topline, odnosno funkcije koje opisuju tijek izgaranja, izračunava se integral ispod određene Gaussove funkcije.

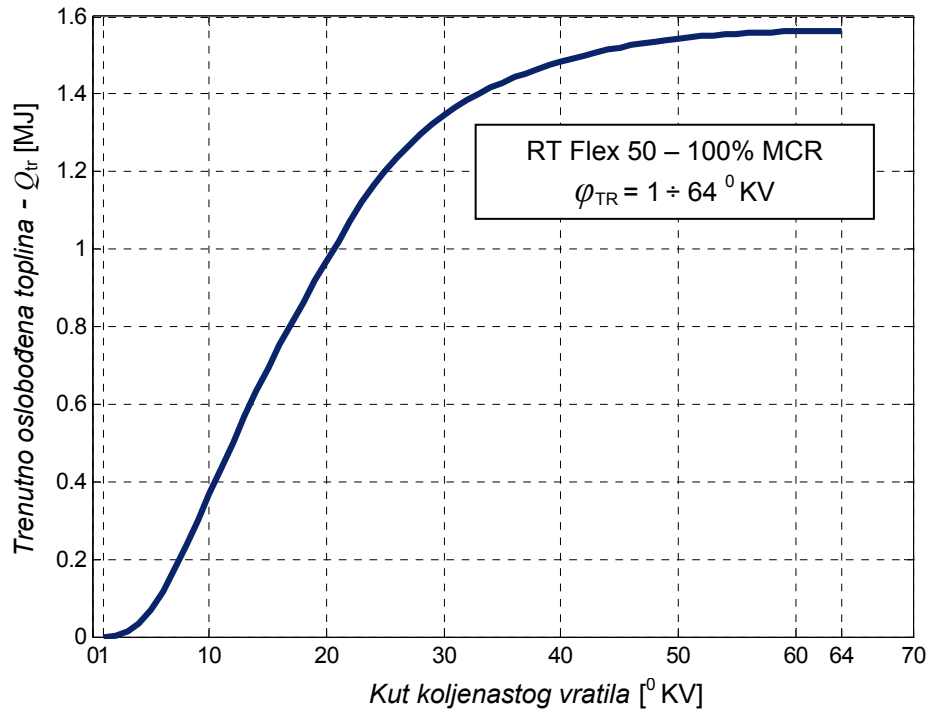
On nam daje ukupno oslobođenu toplinu od početka izgaranja (φ_{PI}) do kraja izgaranja (φ_{KI}). U vremenu trajanja izgaranja poznata je vrijednost integrala, odnosno akumulirano oslobođena toplina do željene vrijednosti kuta (φ). Za početak izgaranja se uzima točka u kojoj vrijednosti dQ počnu poprimiti pozitivne vrijednosti, a za kraj kada vrijednosti više ne rastu.

Ovdje treba napomenuti da svakako treba definirati stupanj iskoristivosti goriva kao jedan od uvjeta. Naime, kako faza dogorijevanja traje oko polovice ukupnog vremena izgaranja, vrijednosti za dQ lagano rastu vrlo dugo, što bi dalo nerealan rezultat za kraj izgaranja (trajanje bi bilo jako dugo). Ako definiramo da je postotak pretvorenog goriva u toplinsku energiju 99,9%, što odgovara Vibe-koeficijentu $C = 6,901$, za kraj izgaranja uzima se vrijednost dQ u točki kada se 99,9% goriva pretvori u energiju. Ta se točka može lako odrediti na način da se 0,999 pomnoži s izračunatom ukupno dovedenom toplinom Q_{UK} .

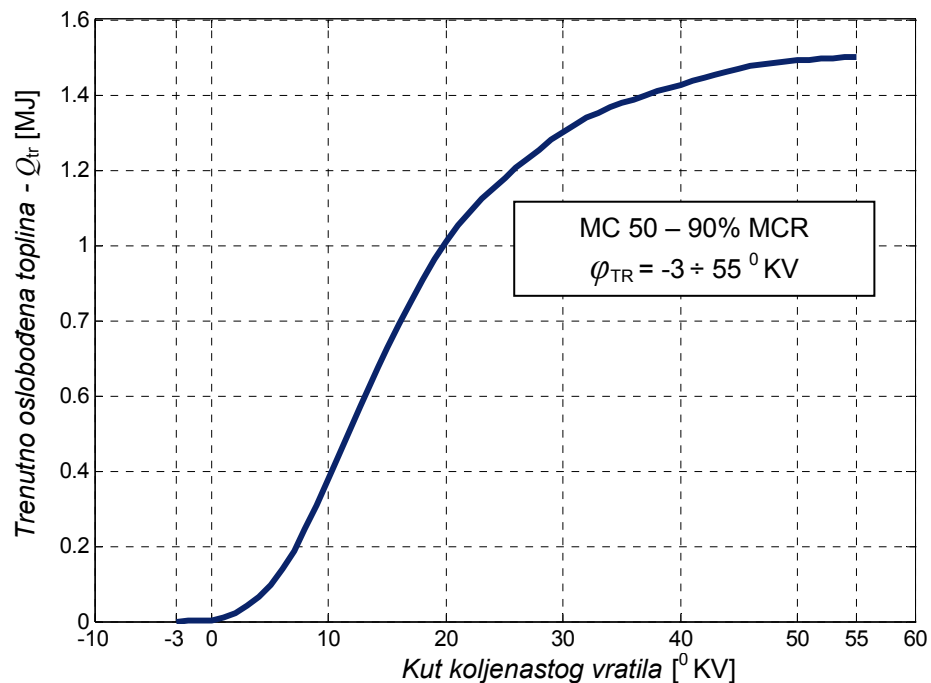
Udio izgorenog goriva, odnosno udio oslobođene topline do određenog kuta φ , dobiva se tako da se trenutno akumulirana dovedena toplina podijeli s ukupno dovedenom, odnosno;

$$x_g(\varphi) = \frac{Q_{tr}(\varphi)}{Q_{uk}}$$

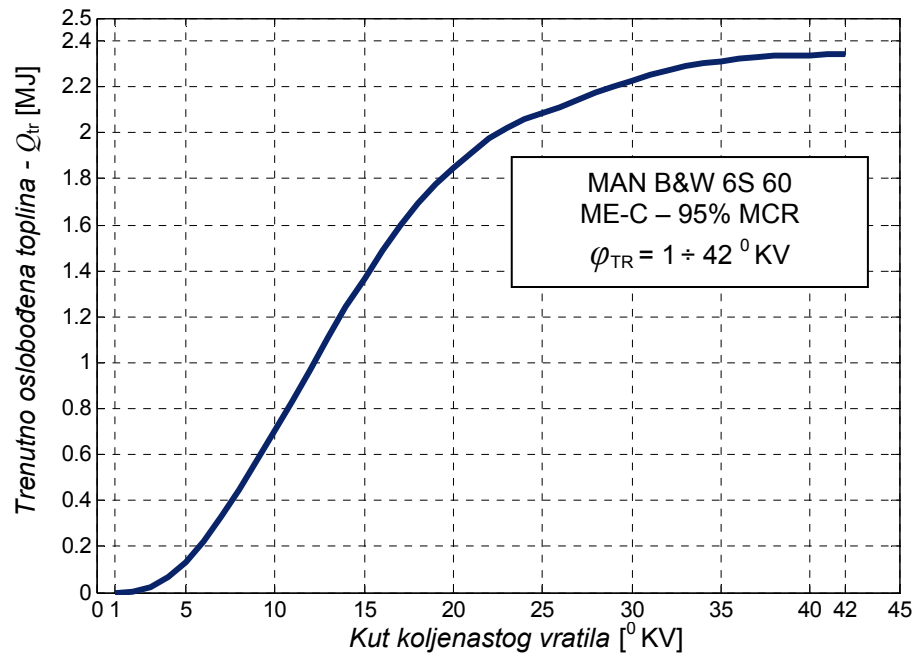
Vrijednosti trenutno oslobođene topline ispitivanih motora su izračunate i prikazane dijagramima koji slijede;



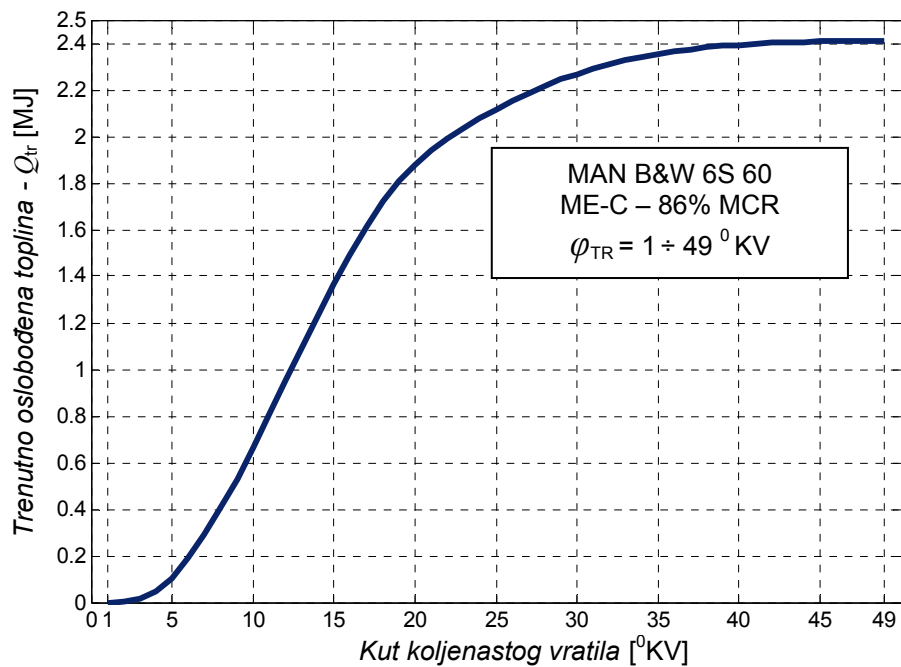
Slika 4.20: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR



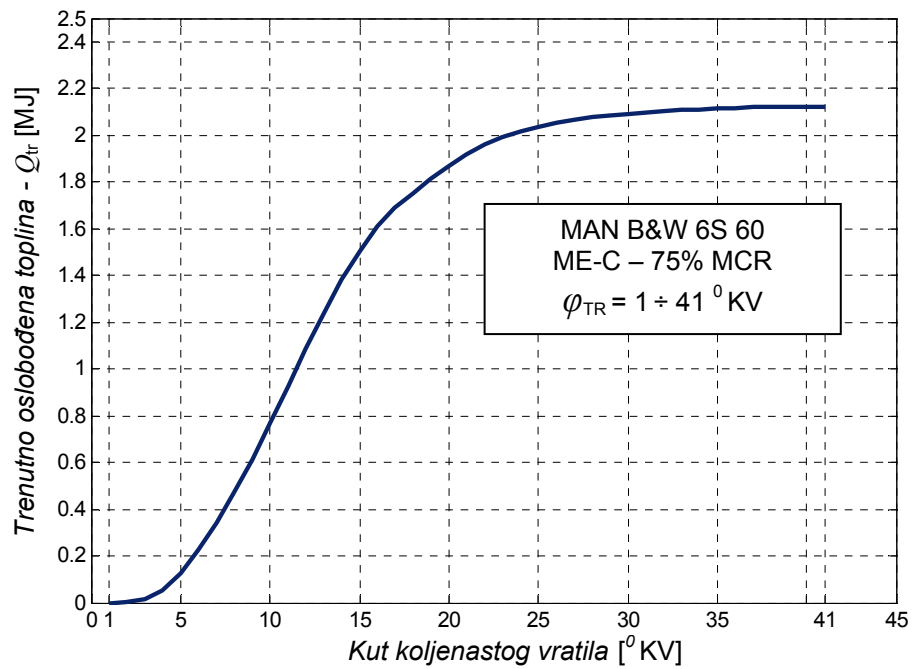
Slika 4.21: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR



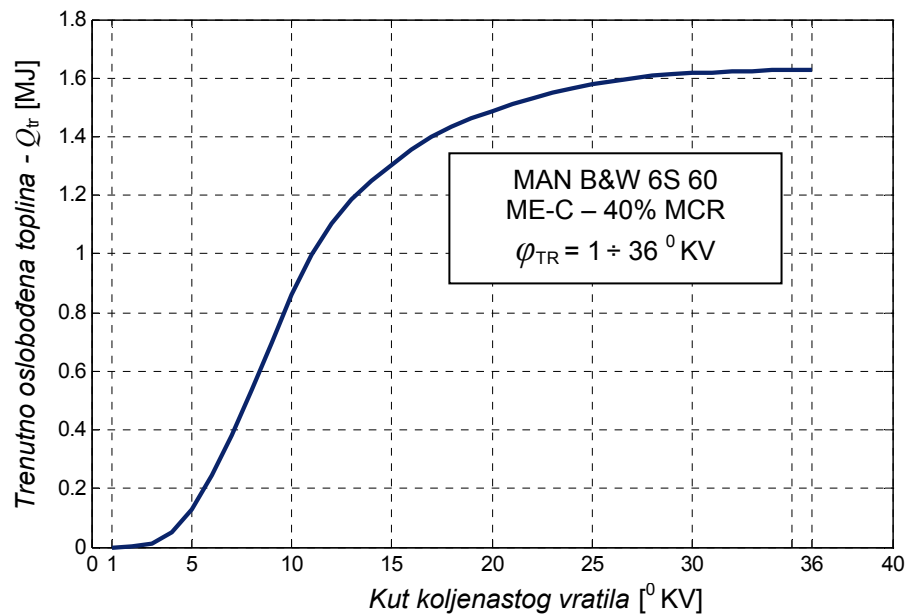
Slika 4.22: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR



Slika 4.23: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR



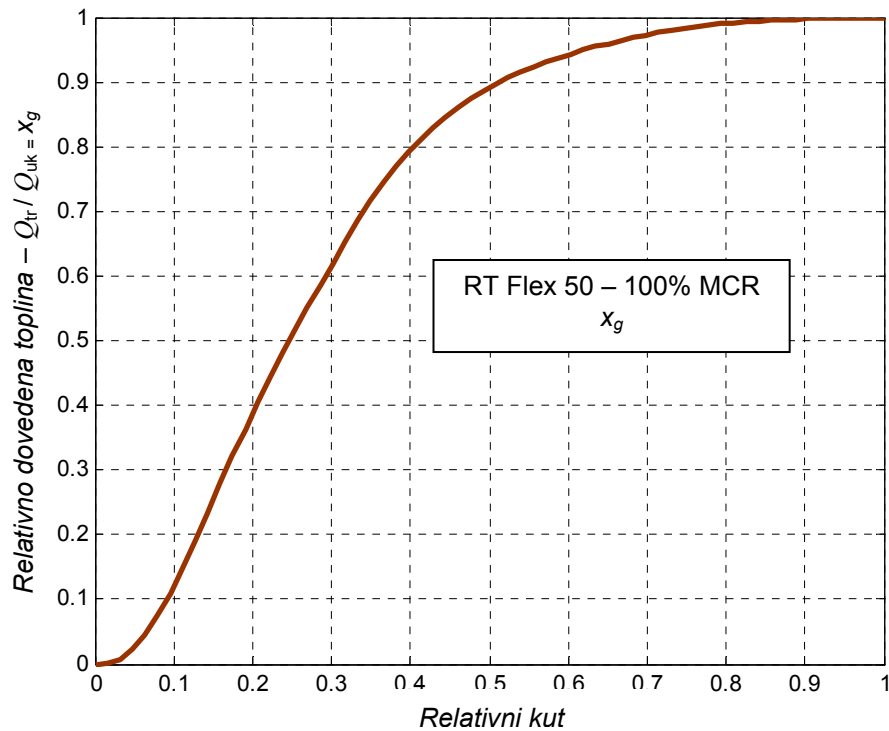
Slika 4.24: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR



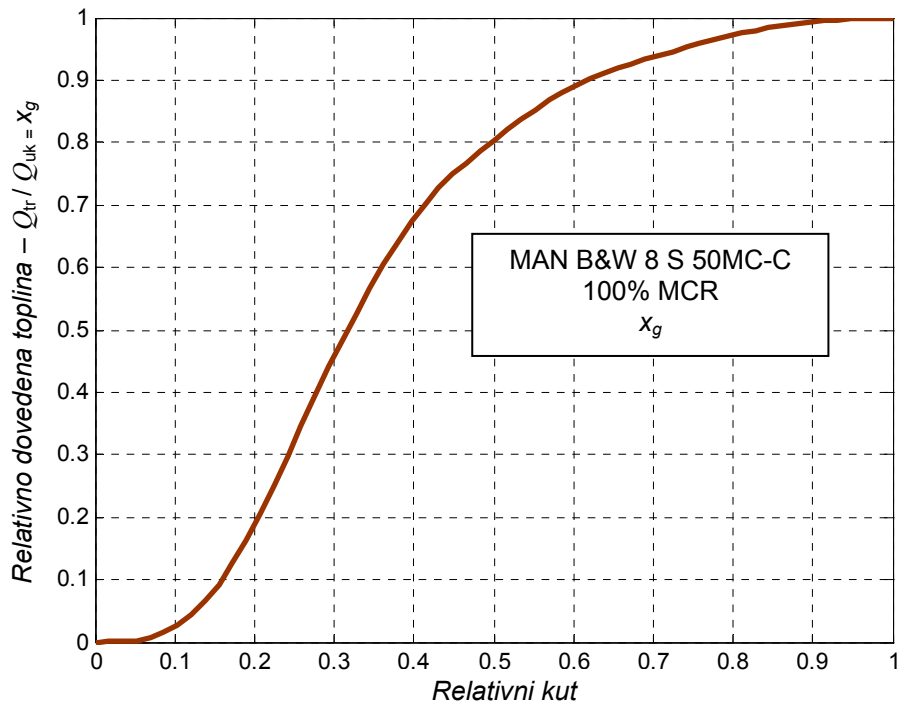
Slika 4.25: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ , za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR

4.3.3.3. Prikaz relativno oslobođene topline

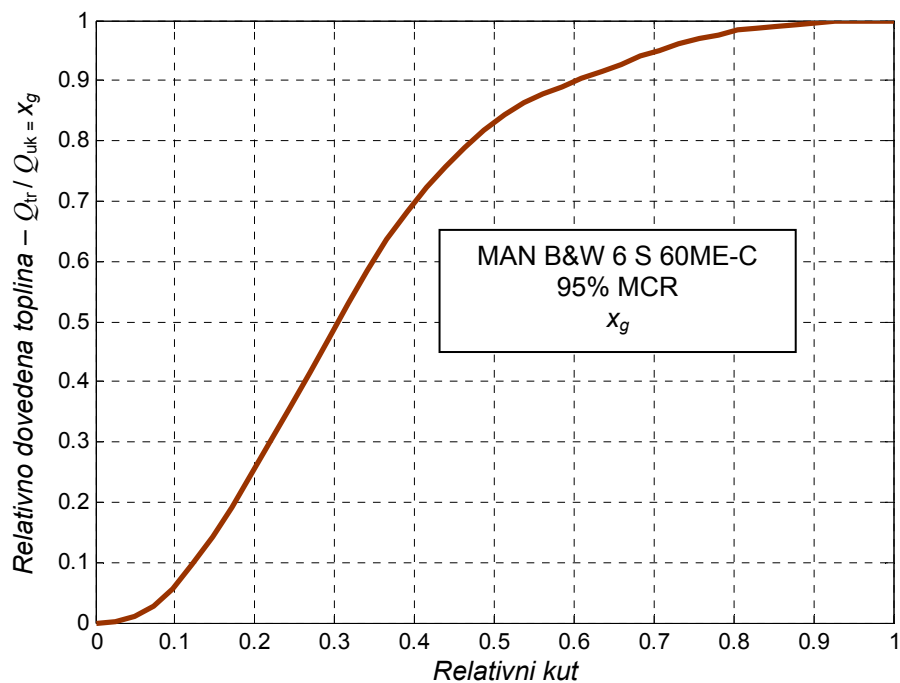
Relativni prikaz tijeka oslobađanja topline dobiva se svođenjem apsolutnih vrijednosti s prijašnjih dijagrama na relativne. To znači da se na osi x apsolutni kut pretvara u relativni; $(\varphi_{PI} - \varphi_{TI}) / \varphi_{TI}$, a na osi y se apsolutne vrijednosti za trenutno oslobođenu toplinu svedu na relativne; $Q_{tr} / Q_{uk} = x_g$. To je i učinjeno za ispitivane motore te prikazano na dijagramima koji slijede:



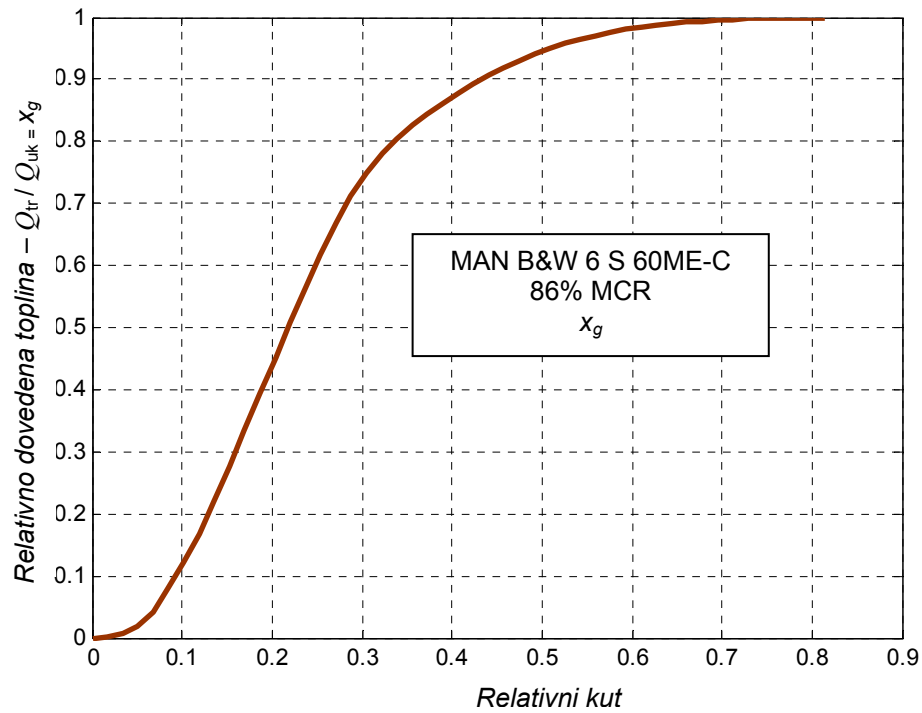
Slika 4.26: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR



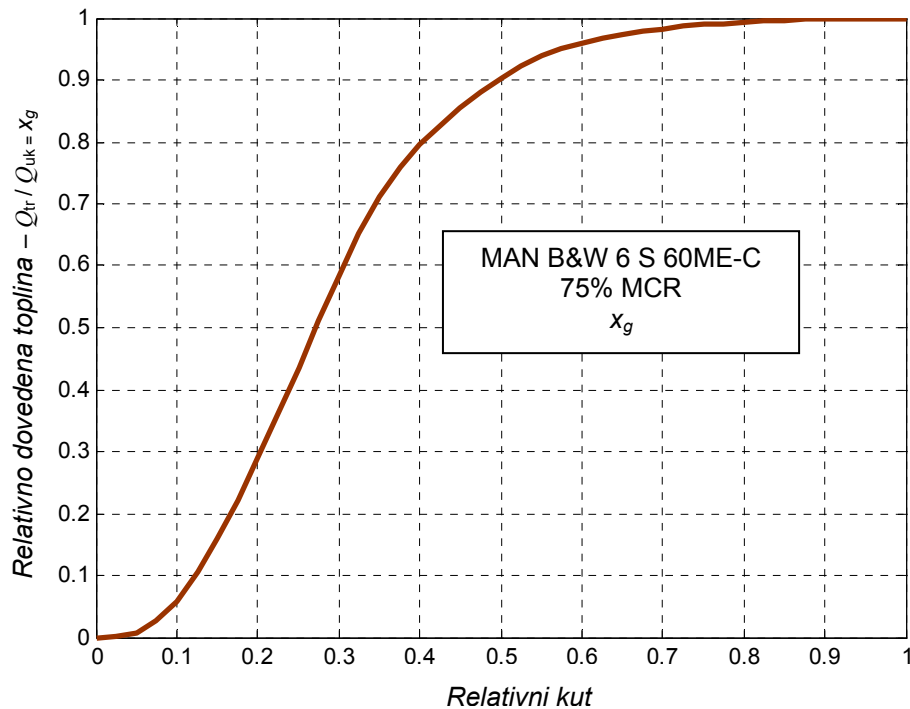
Slika 4.27: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR



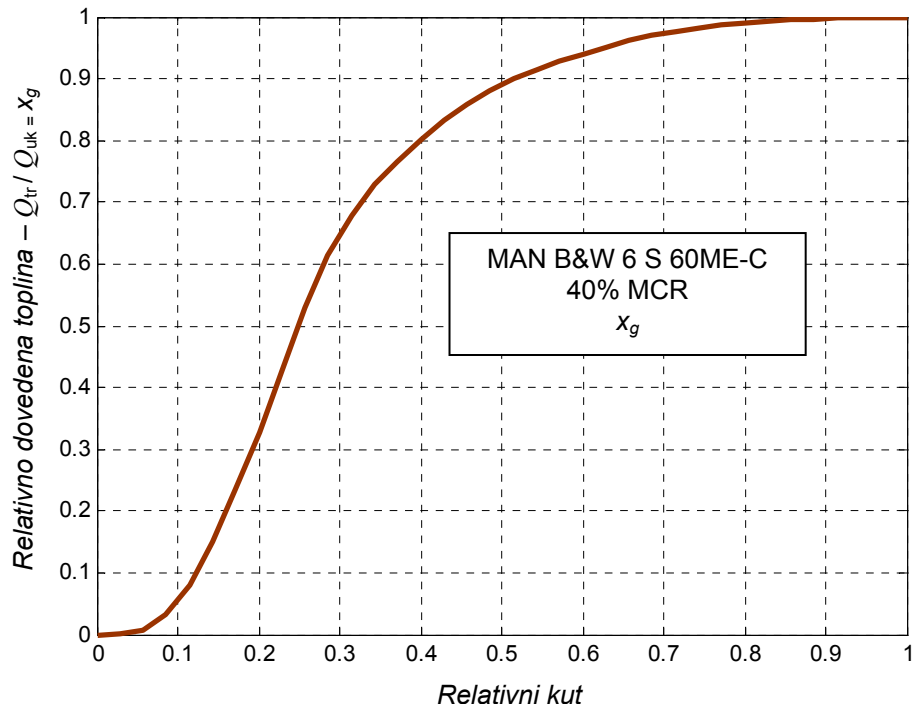
Slika 4.28: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR



Slika 4.29: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR



Slika 4.30: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR

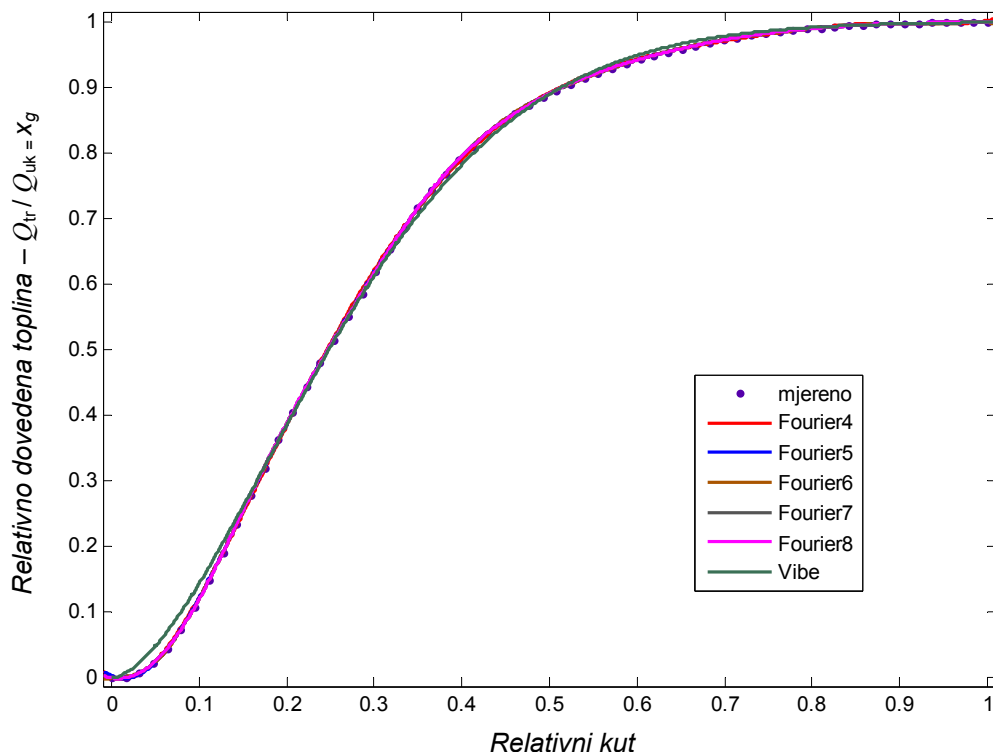


Slika 4.31: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR

4.3.3.4. Matematički opis relativnog prikaza oslobođene topline

Daljnji postupak je da se prije prikazane krivulje za x_g po relativnom kutu opišu nekom matematičkom funkcijom koja sa zadovoljavajućom točnošću opisuje određenu krivulju. To se radi nekom od prije opisanih matematičkih funkcija za opis izgaranja (Jednostruki Vibe, dvostruki Vibe, itd.).

Krivulje na slici 4.32 prikazuju Vibe aproksimaciju relativnog udjela izgorenog goriva na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR. Ujedno se vidi usporedba Vibe funkcije s novo predloženim Fourierovim aproksimacijama 4., 5., 6., 7. i 8. reda.



Slika 4.32: Usporedba Vibe aproksimacije i predloženih Fourierovih funkcija s izmjerenim vrijednostima za motor tipa Wäertsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR

Dvostruka Vibe funkcija, kao i poligon-hiperbola opis, nije korišten jer na ispitivanim motorima nema jasnog prijelaza između homogene i difuzijske faze izgaranja, kao što je slučaj kod četverotaktnih brzookretnih motora (slika 4.4).

Na slici 4.32 je razvidno kako Vibe funkcija vrlo dobro aproksimira izmjerene vrijednosti x_g , dok Fourierove funkcije to rade još bolje. Ovaj zaključak potvrđuju i statistički procjenitelji parametara dani u tablici 4.4.

Vidljivo je kako Vibe funkcija ima najlošije pokazatelje, ali još uvijek odlične za primjenu. Napomenuti treba da ona zahtjeva samo 1 procijenjeni parametar za razliku od Fouriera4 koji ih ima 10 dok ih Fourier8 zahtjeva čak 18. To stavlja Vibe funkciju za dotični slučaj na prvo mjesto i opravdava njezino korištenje u istraživanju dotične materije.

Tablica 4.4: Statistička obrada rezultata dobivenih primjenom pojedinih funkcija

| | Fourier4 | Fourier5 | Fourier6 | Fourier7 | Fourier8 | Vibe |
|--------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| <i>SSE</i> | 0.000391 | 8.3E-05 | 4.4E-05 | 1.11E-05 | 1E-05 | 0.005335 |
| <i>MSE</i> | 7.23E-06 | 1.6E-06 | 8.8E-07 | 2.31E-07 | 2.18E-07 | 8.47E-05 |
| <i>RMSE</i> | 0.00269 | 0.001263 | 0.000938 | 0.000481 | 0.000467 | 0.009202 |
| <i>R</i> ² | 0.999945 | 0.999988 | 0.999994 | 0.999998 | 0.999999 | 0.999248 |
| <i>R</i> ² _{adj} | 0.999936 | 0.999986 | 0.999992 | 0.999998 | 0.999998 | 0.999248 |

Jednadžbe izraza korištenih u statističkoj analizi dobivenih rezultata su:

SSE – Suma kvadrata odstupanja promatranih od procijenjenih vrijednosti (često se naziva i rezidualna ili modelom neprotumačena suma kvadrata);

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (4.52)$$

MSE – Sredina kvadrata odstupanja promatranih od procijenjenih vrijednosti:

$$MSE = \frac{SSE}{n-k} = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n-k} \quad (4.53)$$

RMSE – Drugi korijen sredine kvadrata odstupanja promatranih od procijenjenih vrijednosti:

$$RMSE = \sqrt{MSE} \quad (4.54)$$

SST – Ukupna korigirana suma kvadrata (predstavlja sumu kvadrata odstupanja između promatranih vrijednosti i aritmetičke sredine promatranih vrijednosti);

$$SST = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (4.55)$$

R^2 - Koeficijent determinacije (promatrani model je reprezentativniji što je koeficijent determinacije bliže jedinici):

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (4.56)$$

R^2_{adj} - Korigirani koeficijent determinacije (najbolji je model s najvećim R^2_{adj} , što je ekvivalentno izboru modela s najmanjom procijenjenom varijancom).

y_i - promatrane (izmjerene) vrijednosti,

\hat{y}_i - procijenjene vrijednosti,

\bar{y}_i - aritmetička sredina promatranih vrijednosti,

n - broj redaka u uzorku,

k - broj procijenjenih parametara.

5. OPIS I VALIDACIJA MODELA

5.1. Opis rada simulacijskog modela

U ovom poglavlju napravljena je provjera simulacijskog modela na način da su željeni parametri motora dobiveni simulacijom uspoređeni sa stvarnim parametrima izmjerenima na probnoj vožnji broda ili probnom stolu te parametrima dobivenih od proizvođača motora.

Simulacija procesa u cilindru sporookretnog brodskog dvotaktnog dizelskog motora, napravljena u sklopu ovoga rada, simulira radni proces motora od trenutka zatvaranja ispušnog ventila do trenutka otvaranja ispušnog ventila. Za ispitivani motor Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR-a to je kut od -107 do 125 °KV obzirom na GMT. Slični kutovi su i za motore tipa MAN B&W MC 50 i ME 60. Budući da se najvažniji dio procesa o kojem ovise rezultati simulacija važnih za temu ovoga rada odvija oko GMT (-10 do 70 °KV), interval ispitivanja se ograničio na kutove od -100 do 100 °KV u odnosu na GMT.

Simulacijski model koristi teoriju za kompresiju i ekspanziju opisanu u poglavlju 3, te opis procesa izgaranja po Vibe i Fourieru 8. reda, opisanu u poglavlju 4. Princip rada simulacijskog modela je slijedeći:

Potprogram „smjesa“ služi za izračunavanje unutarnje energije i entalpije smjese. Izračunavanje započinje na početku kompresije, odnosno na -180 °KV. U toj točki se iz osnovnih gabarita motora, a to su promjer cilindra, hod stapa, duljina ojnice i omjer kompresije, izračunava trenutni volumen cilindra.

Za taj trenutni volumen cilindra i poznate sudionike u smjesi u tom trenutku³¹, izračunava se količina smjese u [kmol].

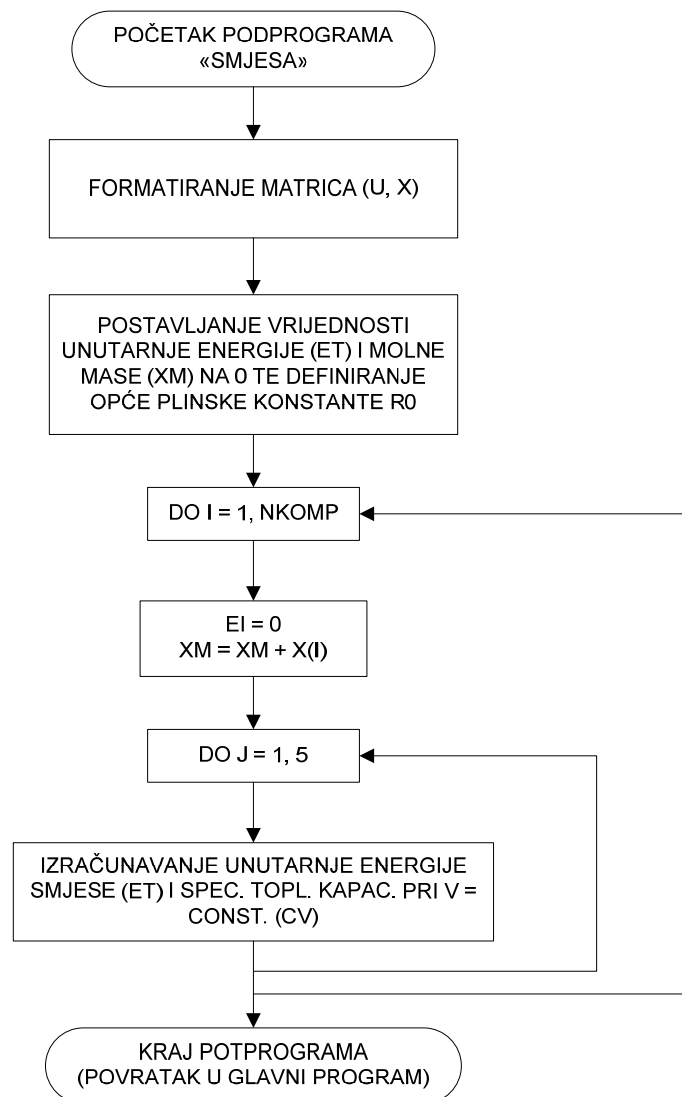
Tijekom cijelog procesa kompresije, a do trenutka početka ubrizgavanja goriva, odnosno u programu do početka izgaranja³², količina smjese je konstantna i pretpostavlja se da smjesu čini čisti zrak, bez zaostalih produkata izgaranja. Za sastav zraka uzima se 79% dušika (N₂) i 21% kisika (O₂), dok se ostale primjese zanemaruju.

³¹ To su vrijednosti za početni tlak - p_{inv} početnu temperaturu - T_{inv} , referentni tlak i temperaturu - p_{ref} i T_{ref} .

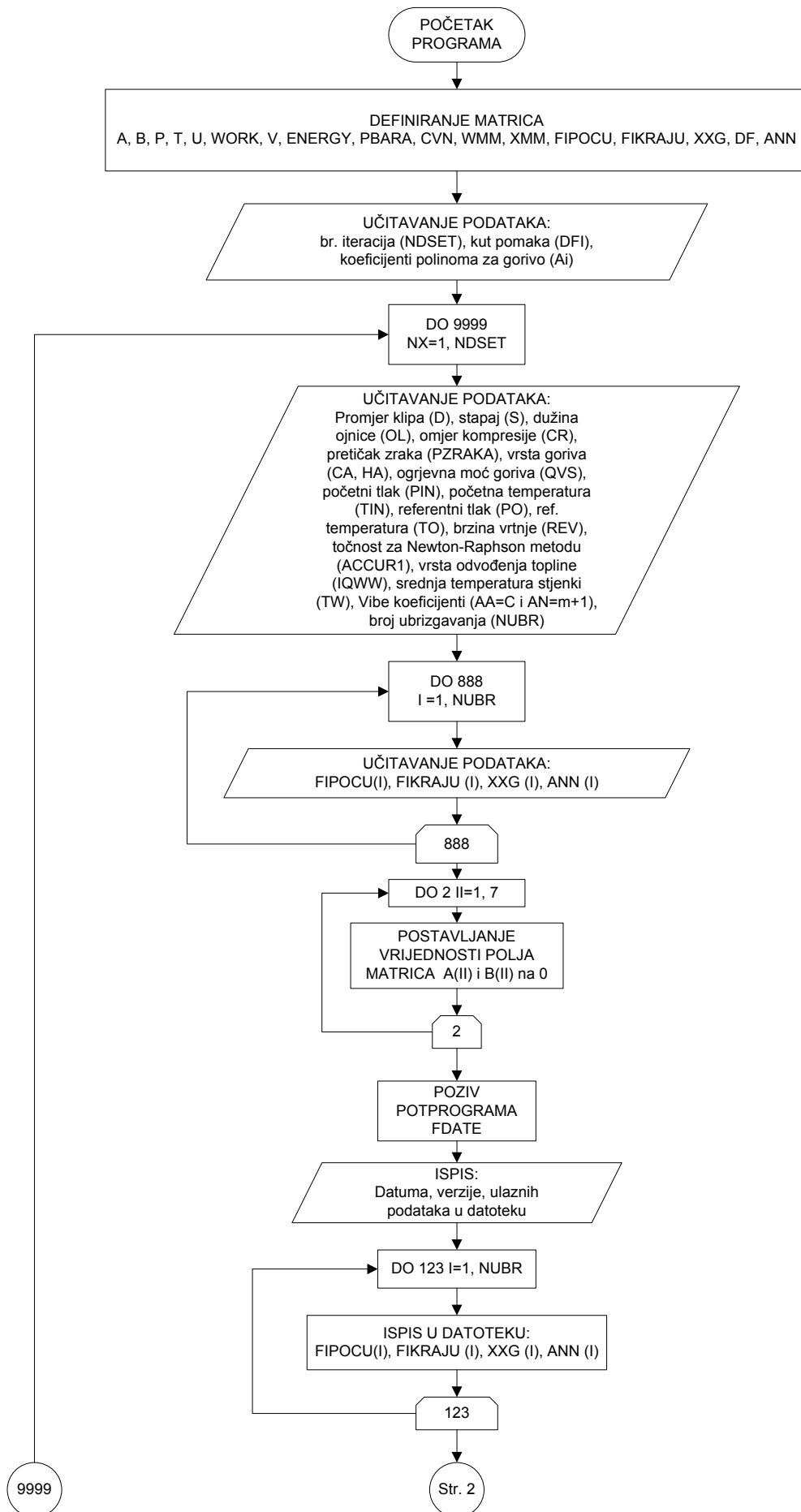
³² Zakašnjenje paljenja se ne uzima u obzir jer za predmet istraživanja ovoga rada nije važno.

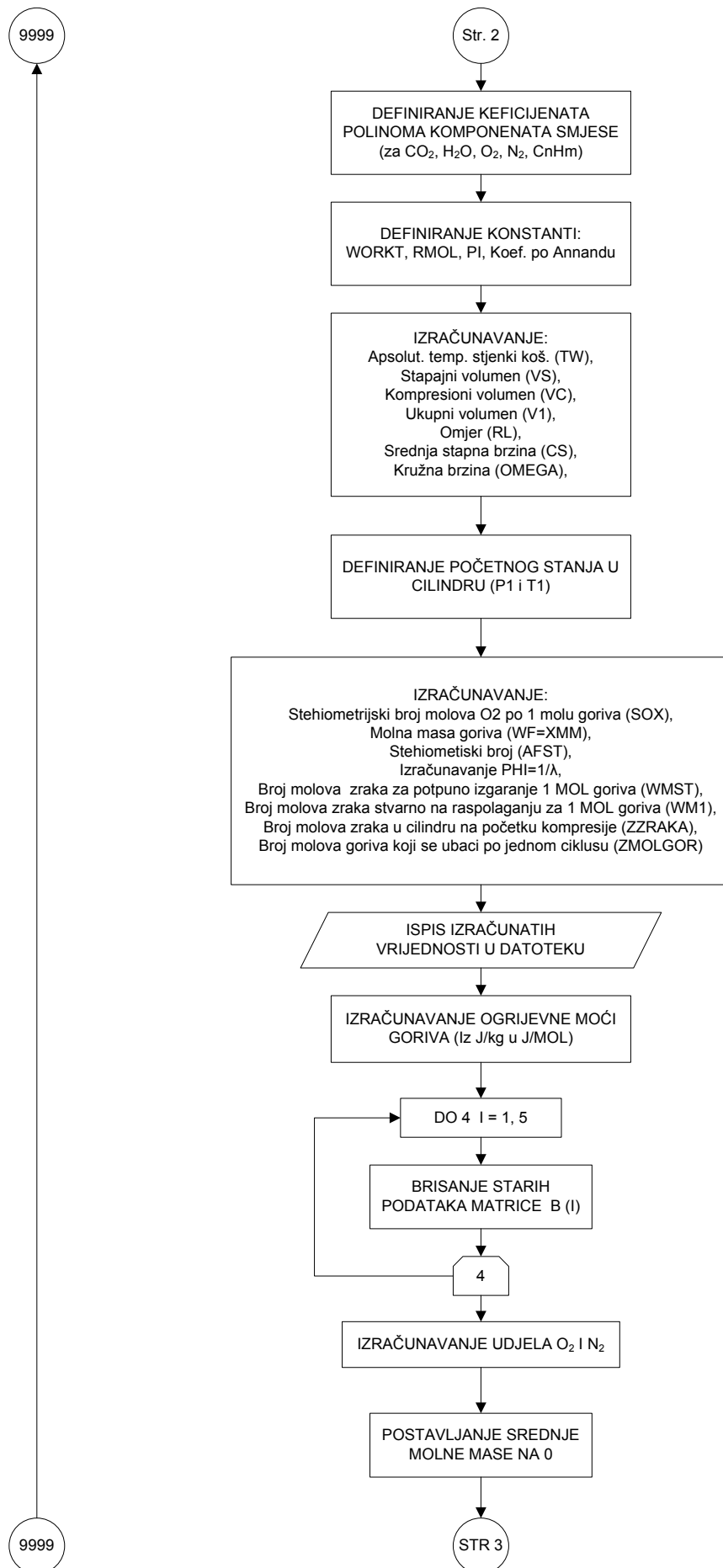
Modeliranje kompresije i ekspanzije napravljeno je temeljem jednadžbi za očuvanje mase i energije uz zadovoljenje jednadžbe stanja plina, a opisano je u poglavlju 3. Program iterativno računa sve najvažnije, prije opisane parametre, za svaki stupanj koljenastog vratila.

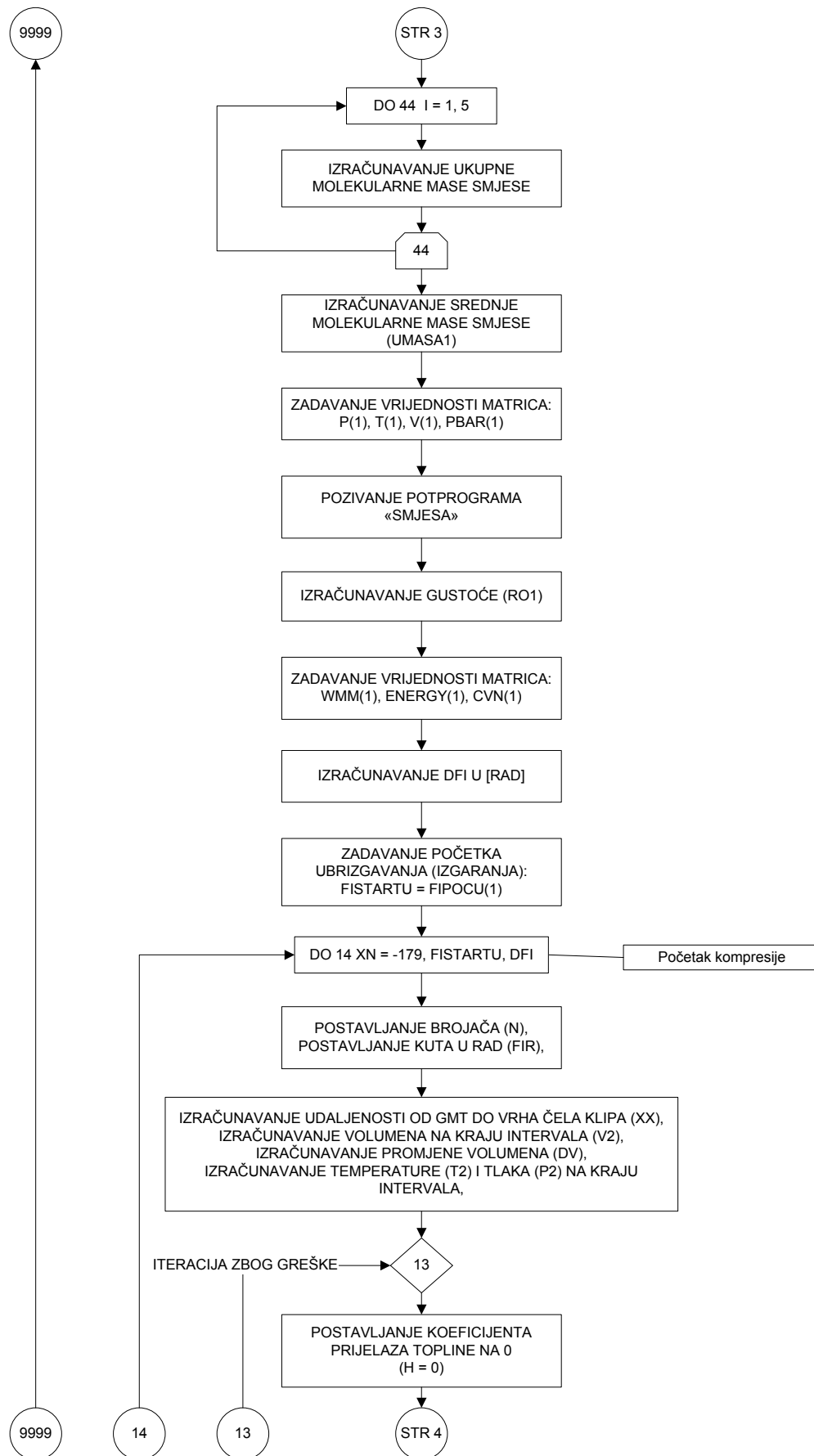
Modeliranje izgaranja je opisano u poglavljima 3 i 4 tako da ovdje neće biti ponavljano. Za bolje razumijevanje rada programa prikazan je blok dijagram potprograma „Smjesa“ te glavnog simulacijskog programa.

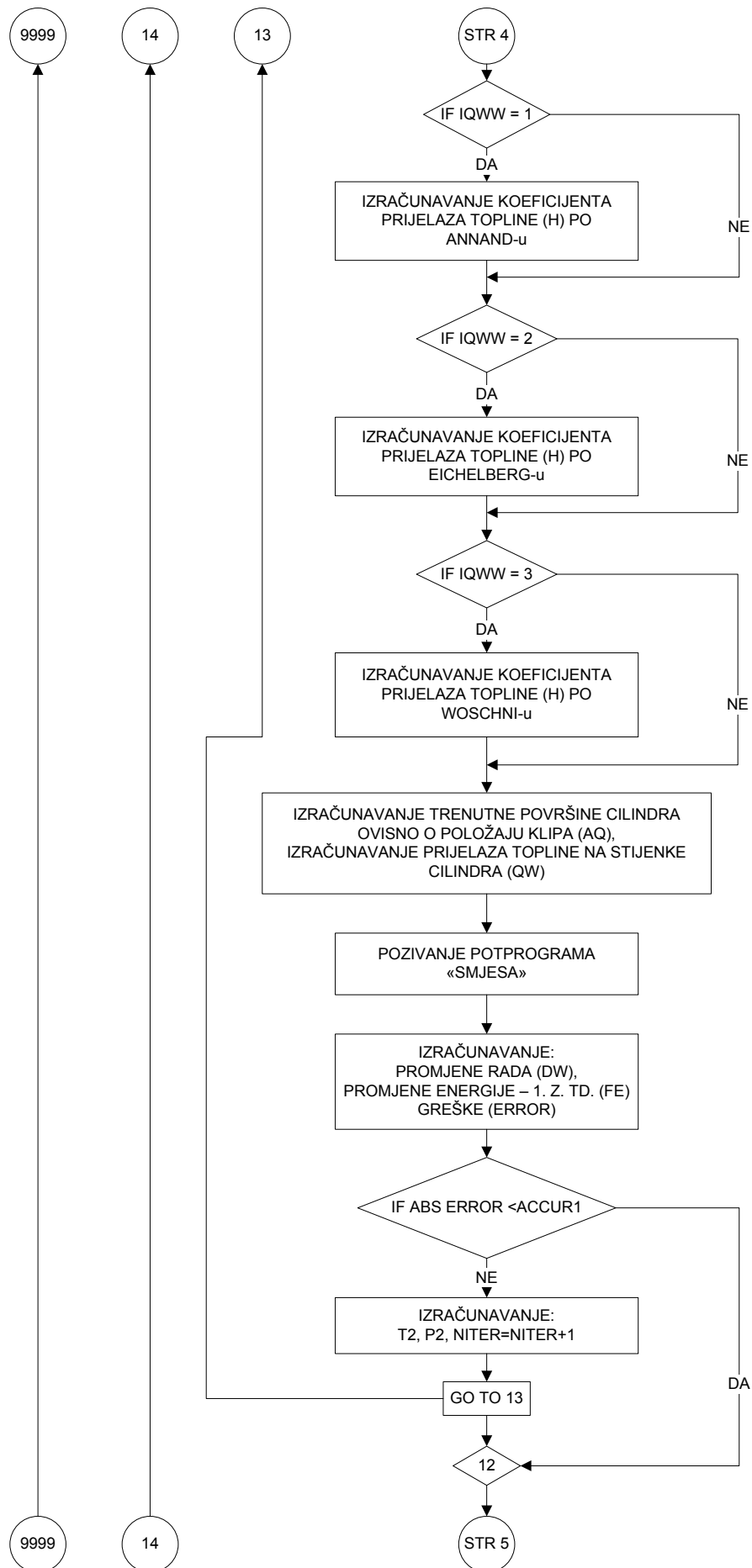


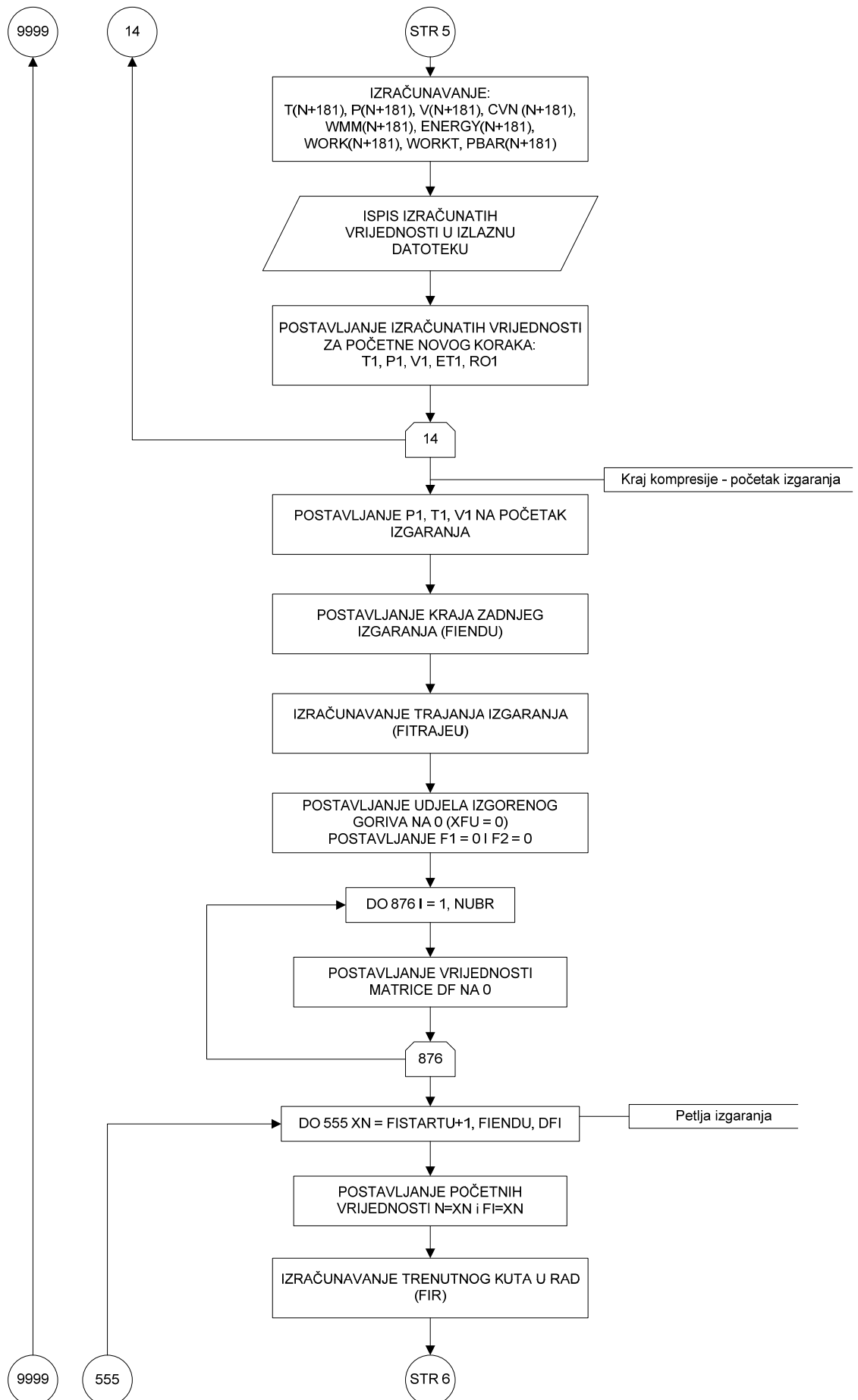
Slika 5.1: Blok dijagram potprograma „Smjesa“

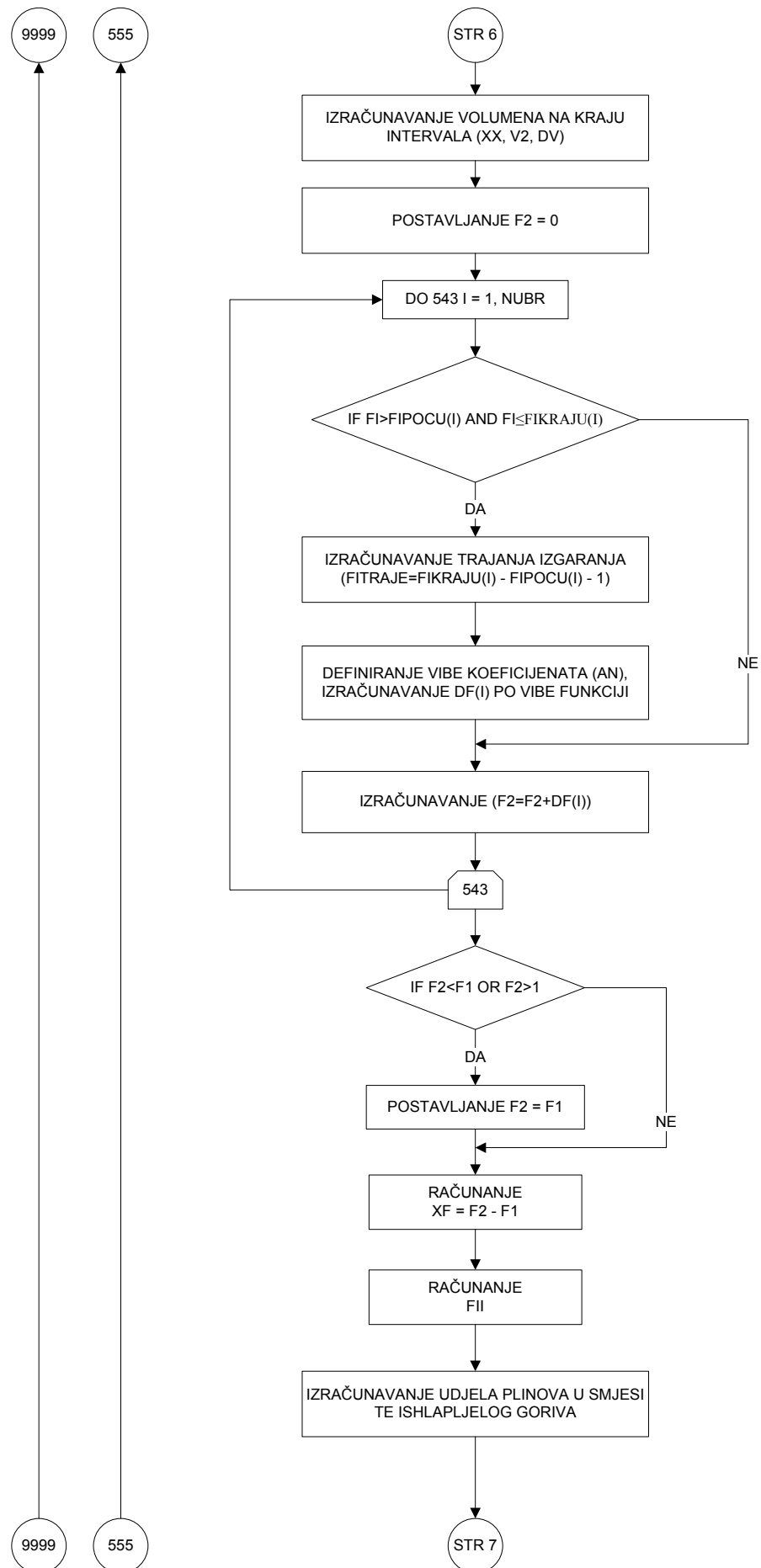


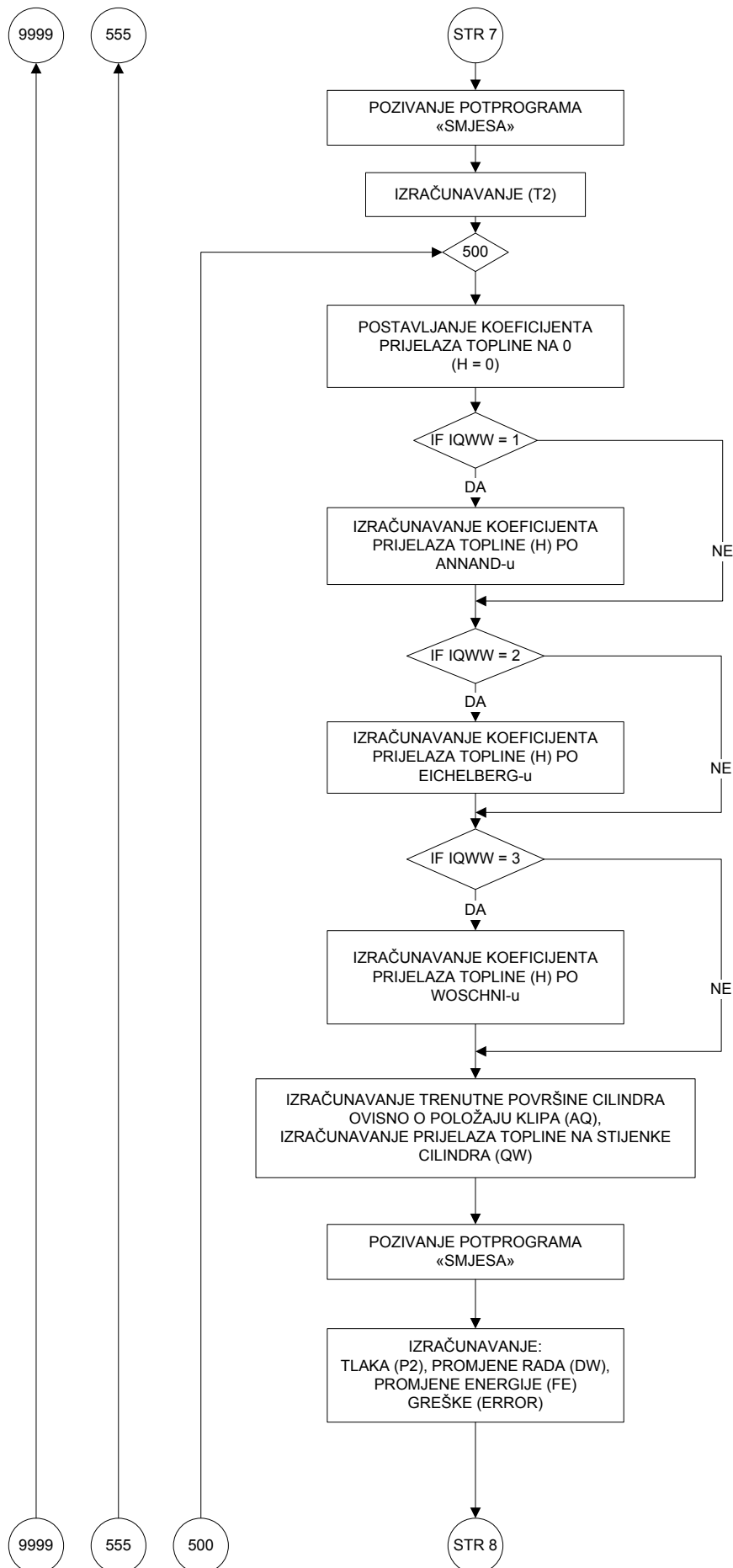


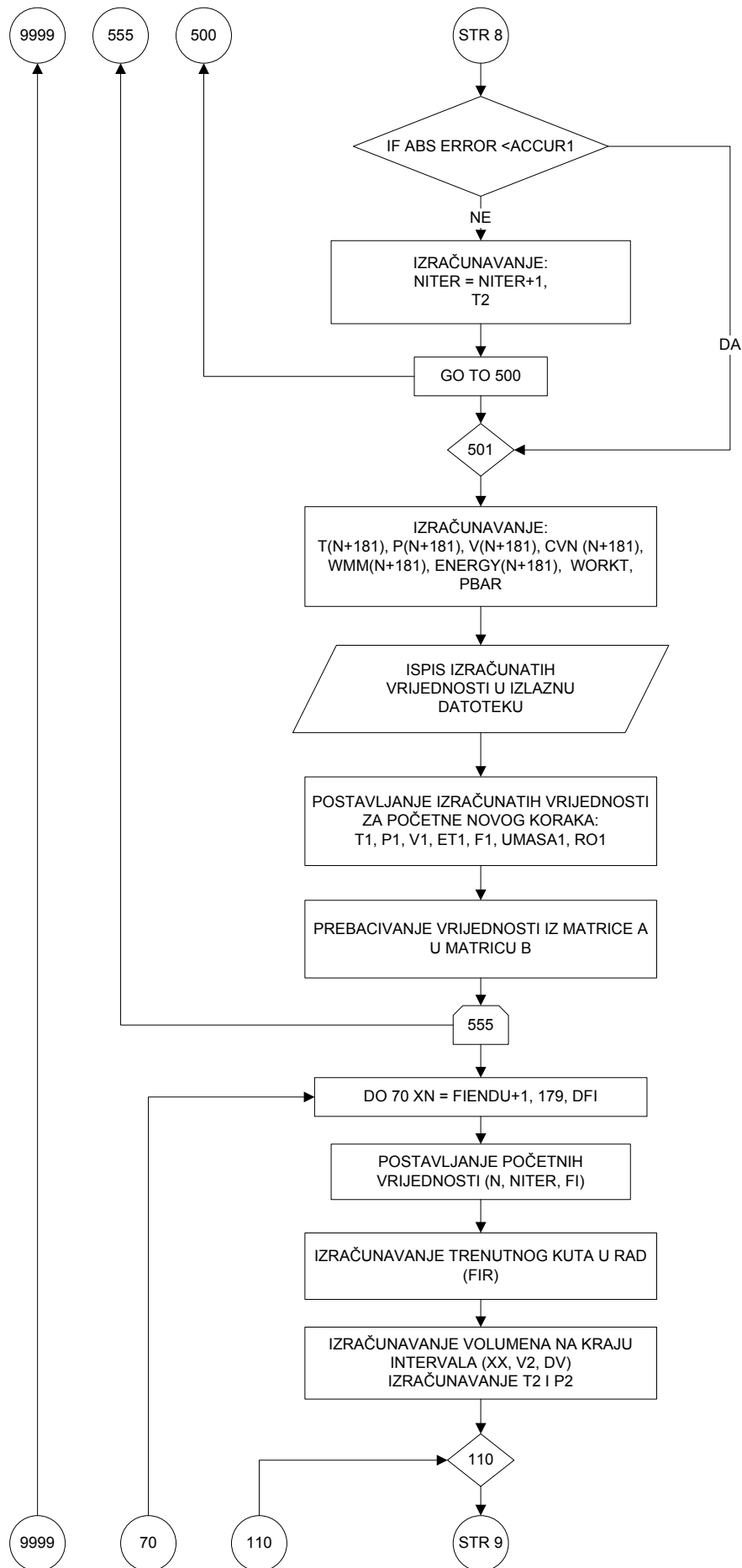


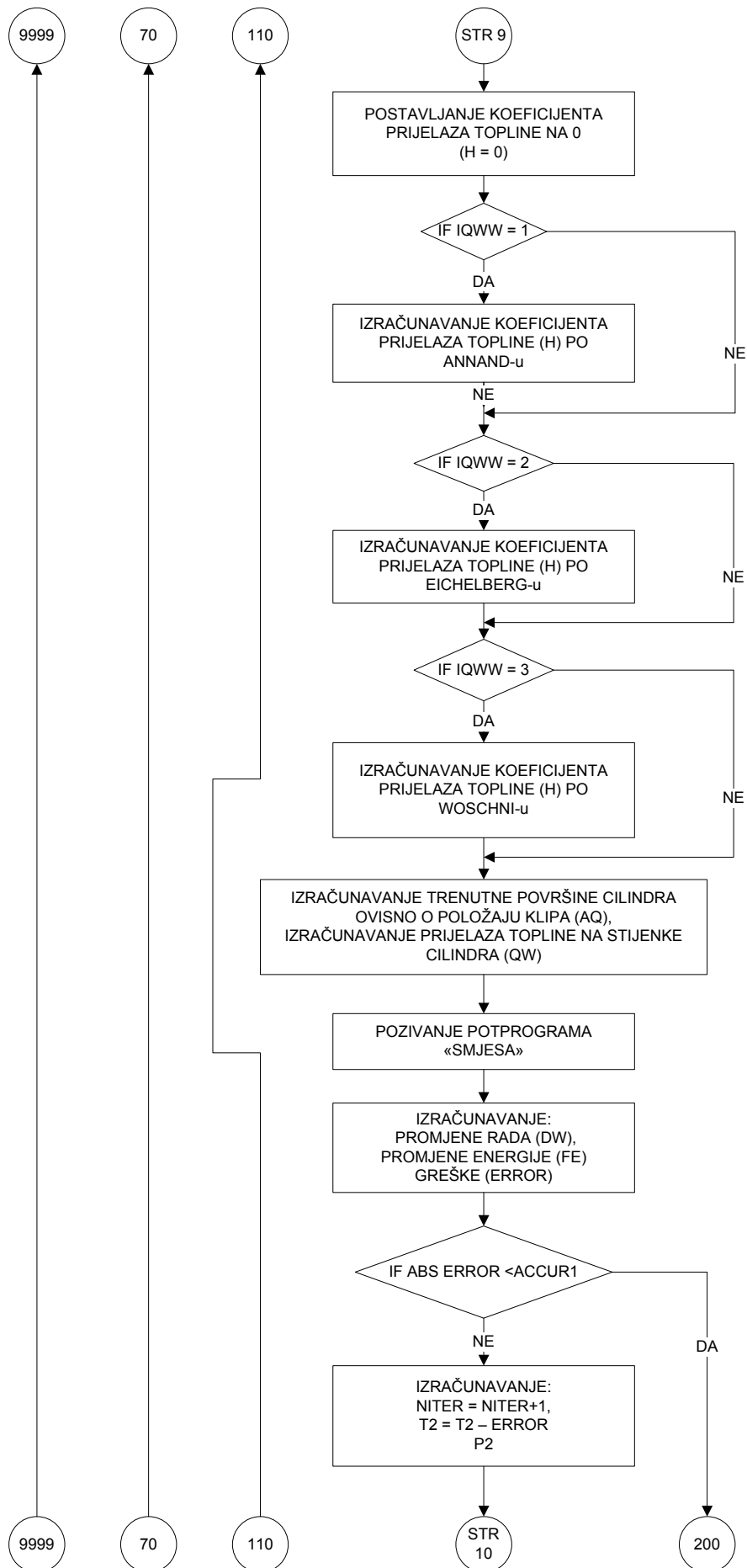


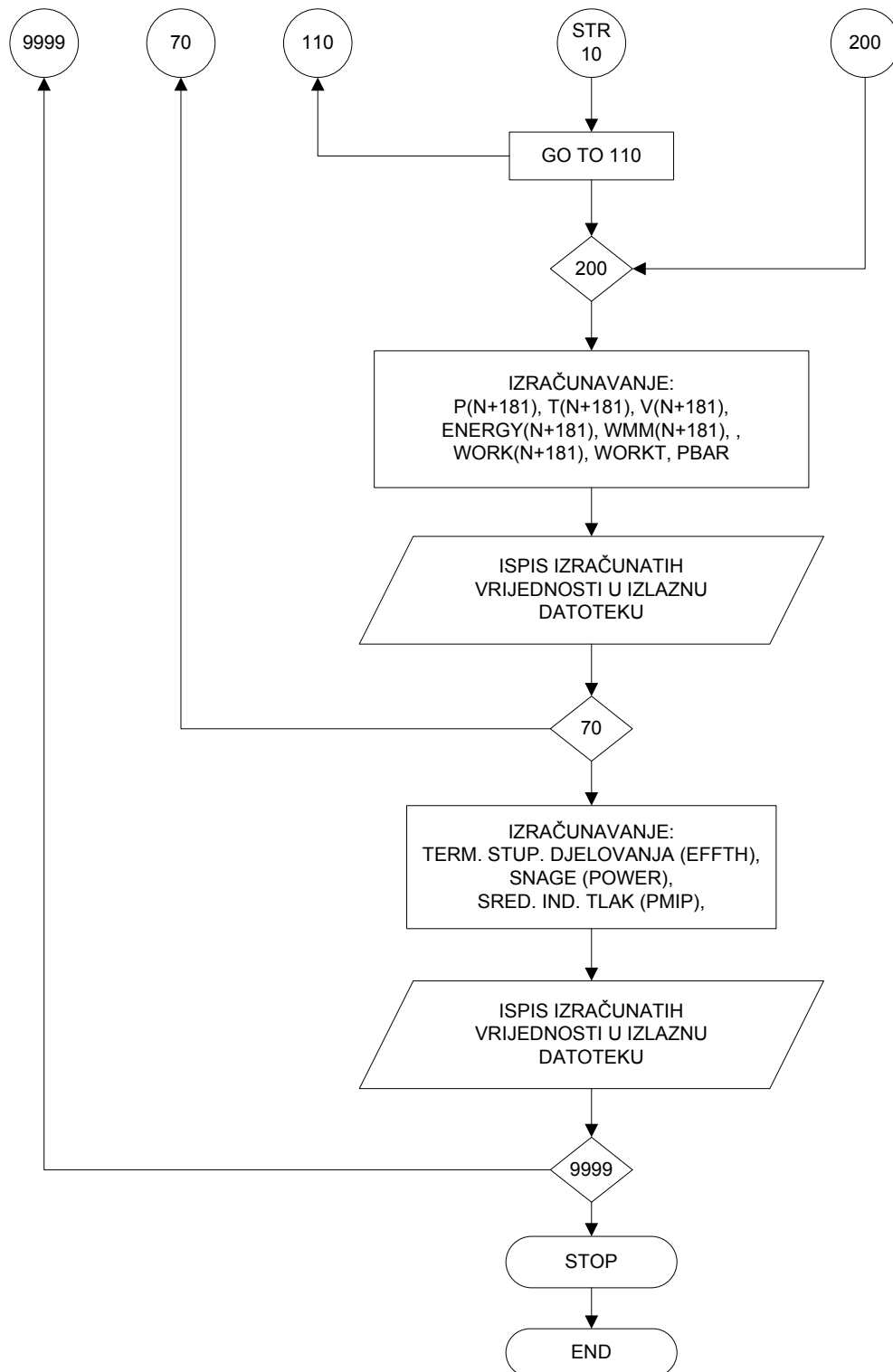












Slika 5.2: Blok dijagram glavnog simulacijskog programa

5.2. Validacija modela

Da bi se model mogao primjenjivati na daljnje ispitivanje motora potrebno je izvršiti njegovu provjeru. To se radi na način da se podaci dobiveni simulacijom uspoređuju s stvarno izmjerenim podacima. Ako su odstupanja unutar $\pm 5\%$ smatra se da je model dobar i može se primjenjivati i na druge režime rada. Model je provjeravan na tri tipa motora; Wärtsilä 7 RT-Flex 50, MAN B&W 8 S 50 MC-C i MAN B&W 6 S 60 ME-C.

5.2.1. Radne značajke ispitivanih motora

Prikaz ulaznih parametara za simulacijske modele procesa kompresije, izgaranja i ekspanzije za različite tipove motora na različitim opterećenjima dan je u tablici dodatka 3 na kraju rada.

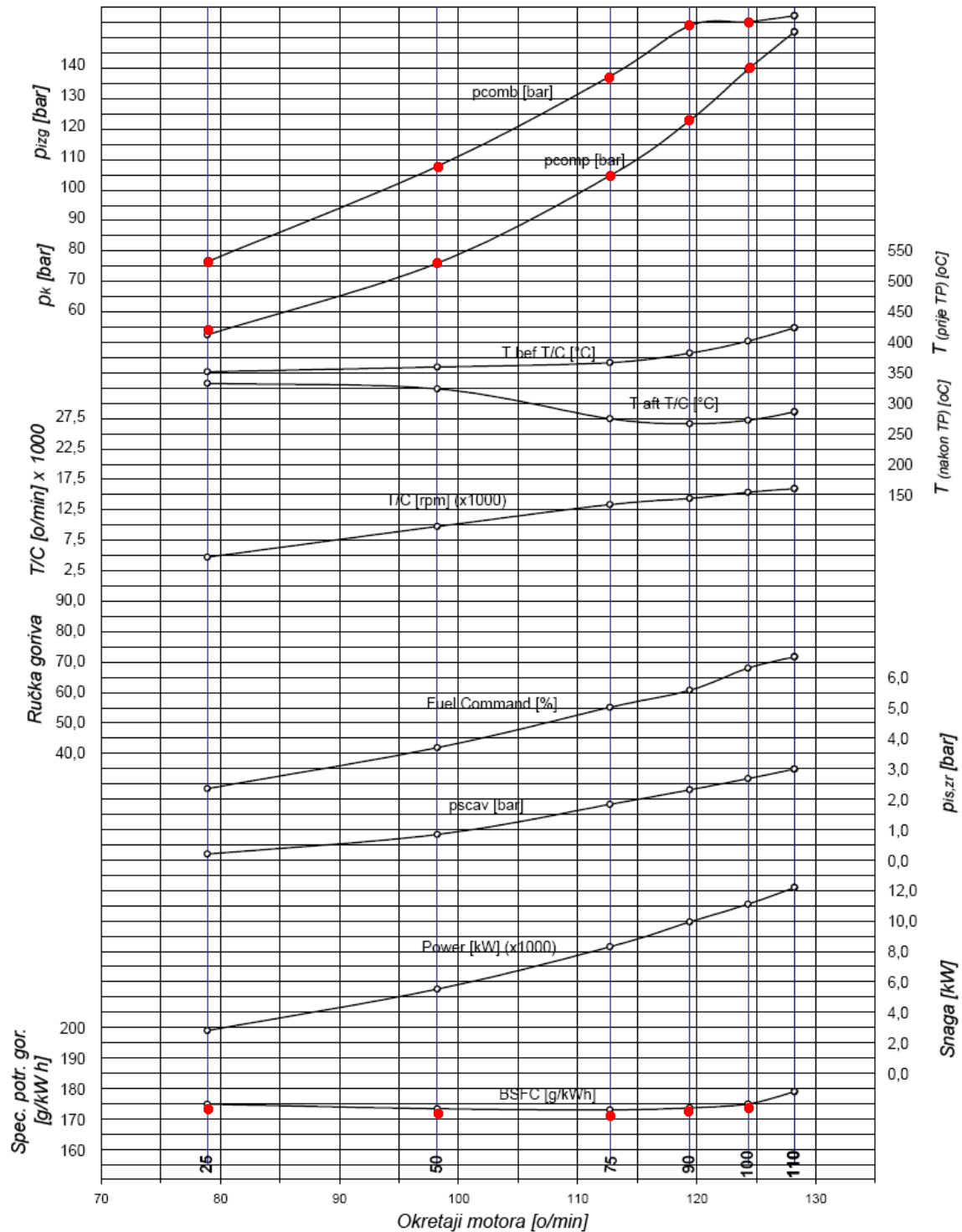
Osnovni podaci za ispitivani motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 su dani u tablici 5.1, a izmjereni podaci s probnog stola u tablici 5.2.

Tablica 5.1: Osnovni podaci za motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50

| Značajka | Wärtsilä 7 RT-Flex 50 |
|---|-----------------------|
| Snaga (MCR) - maks./mjerena [kW] | 11620/11087 |
| Brzina vrtnje [min ⁻¹] | 124 |
| Srednji indicirani tlak - maks./izm. [bar] | 20/19,5 |
| Srednja stapna brzina [m/s] | 8,5 |
| Promjer [mm] | 500 |
| Stapaj [mm] | 2050 |
| Duljina ojnice [mm] | 2050 |
| Stupanj kompresije (min/stvarni) | 15,9/18,4 |
| Spec. potrošnja goriva na 100% MCR [g/kW h] | 171 |
| Turbo-puhalo (tip) | 1 x TPL 77 B12 |

Tablica 5.2: Osnovni podaci za motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50

| Značajka | Mj. jedinica | Vrijednost | |
|--|------------------------|---------------|-----|
| Vrijeme mjerenja | h : min | 13:35 - 14:05 | |
| Snaga motora | % MCR | 100 | |
| Teor. snaga/teor. br. okr. | kW min ⁻¹ | 11060 | 124 |
| Brzina vrtnje izmjerena WECS - om | min ⁻¹ | 124,3 | |
| Izmjerena snaga | kW | 11087 | |
| Ručka goriva/% MCR | % | 68,0/101,3 | |
| Početak ubrizgavanja | °KV | 2,4 | |
| Trajanje ubrizgavanja | ms (°KV) | 21,5 (16) | |
| Kut otv. / zatv. ispušnog ventila | °KV | 124,5/-107 | |
| Trajanje otvorenosti ispušnog ventila | ms (°KV) | 173 (128) | |
| Vrijeme otv. / zatv. ispušnog ventila | ms | 19,0/78,3 | |
| Tlak servo ulja | bar | 180 | |
| Tlak goriva u sabirnici | bar | 896 | |
| Atmosferski tlak / temperatura | mbar / °C | 1020 / 18 | |
| Tlak / temperatura ispirnog zraka | bar / °C | 2,75 / 41 | |
| Temperatura ispušnih plinova (srednja) | °C | 355 | |
| Maksimalni tlak izg. / tlak kompresije (srednji) | bar | 154/140 | |
| Specifična potrošnja goriva svedena na $H_d = 42707$ [kJ/kg] | gr/kW h | 175 - 176 | |

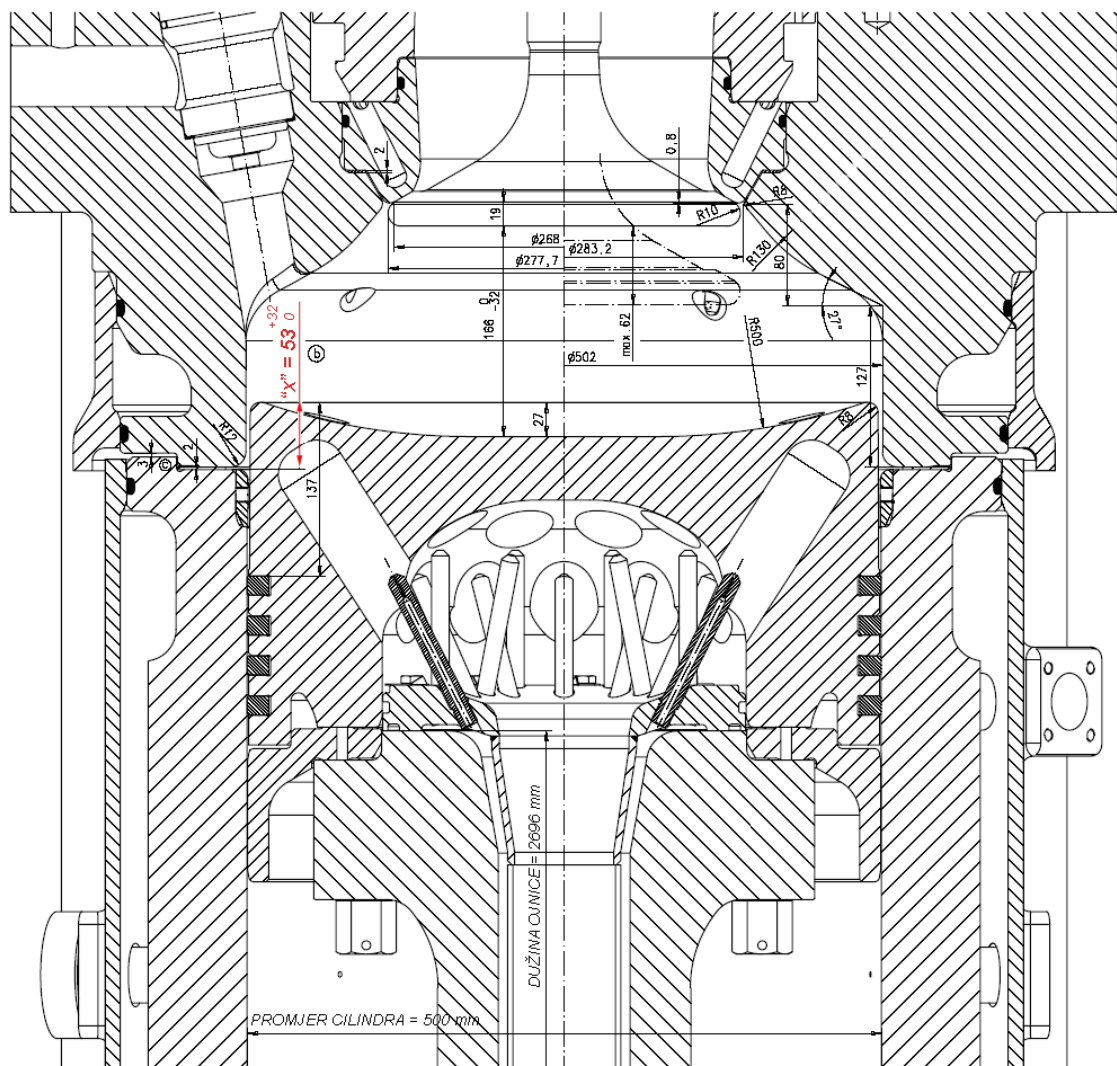


Slika 5.3: Krivulje radnih značajki sporookretnog brodskog dvotaktnog motora tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50

Na slici 5.3 crvene točke označavaju modelom izračunate vrijednosti za ispitivani motor na određenim režimima rada.

5.2.2. Teoretski i stvarni stupanj kompresije

Program koji se koristio za simulaciju radnog procesa motora, između ostalih parametara, koristi i podatak za stupanj kompresije³³. Za ispitivani motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50, stupanj kompresije može varirati od minimalnog³⁴, kada ispod stapajice nema podloške, do maksimalne vrijednosti³⁵ kada se umeće podloška maksimalne debljine od 32 [mm]. Na slici 5.4 prikazan je stap u GMT s najvećim volumenom kompresijskog prostora i označenom dužinom „X“ s mogućnošću podizanja za 32 [mm] umetanjem podloški raznih debljina.



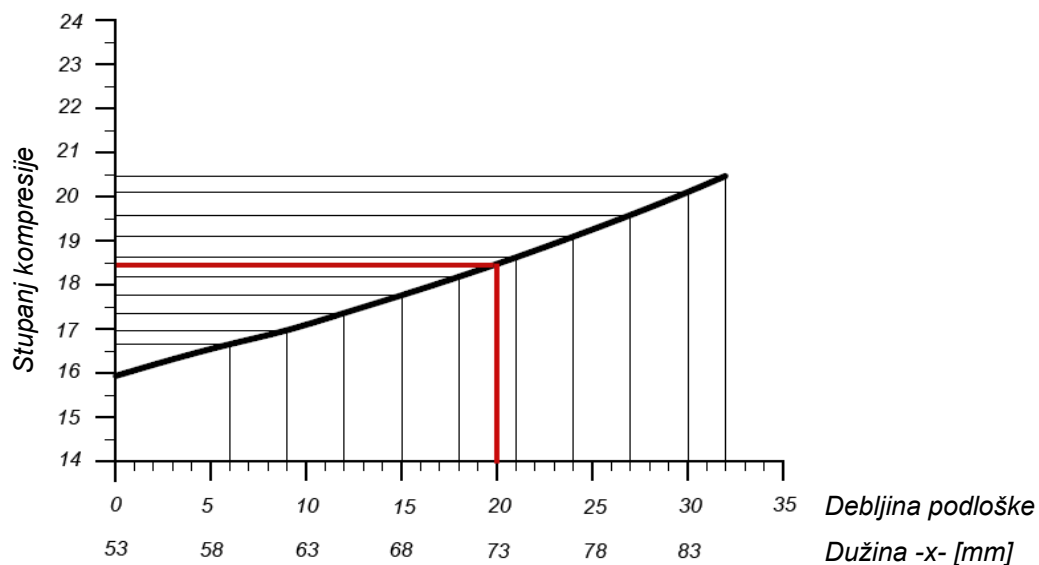
Slika 5.4: Prikaz kompresionog prostora motora tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50

³³ Eng. Compression Ratio (CR) - u literaturi česta oznaka ε , a predstavlja geometrijski stupanj kompresije.

³⁴ Minimalni omjer kompresije odgovara najvećem volumenu kompresijskog prostora.

³⁵ Maksimalni omjer kompresije odgovara najmanjem volumenu kompresijskog prostora, a njime se dobiva najveća snaga motora.

Kompresijski prostor se češće mjeri nego izračunava. Podešavanje tog volumena vrši se podlaganjem podložaka između stapajice i križne glave. Time se radi završno i fino podešavanje motora s obzirom na stupanj kompresije. Na taj način se dodatno povećava ili smanjuje snaga motora, a utječe se i na potrošnju goriva. Procedura podešavanja i ujednačavanja kompresijskih volumena je vrlo važna i treba se obaviti kvalitetno, kako bi se dobila željena snaga motora te što ujednačeniji tlak na kraju kompresije (p_{comp}) po svim cilindrima. Kasnije podešavanje početka i kraja ubrizgavanja, početka i kraja otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila, turbo-puhala i ostalog, može predstavljati problem, ako kompresijski prostori nisu dobro podešeni i ujednačeni. Upravo izmjerene vrijednosti indiciranih tlakova na ispitivanom motoru, pokazuju znatna odstupanja u tlakovima kompresije po cilindrima. Naravno da razlog ove neujednačenosti ne mora biti samo razlika u volumenima kompresijskih prostora, već mogu postojati i propuštanja uzrokovana lošim brtvljenjem ispušnih ventila i (ili) lošim brtvljenjima stapnih prstenova. Budući da je motor novi, pretpostavka je da nema niti propuštanja zbog istrošenosti, a manja propuštanja zbog nerazrađenosti se mogu zanemariti. Na slici 5.5 prikazana je ovisnost stupnja kompresije (ϵ) o debljini podloške na motoru tipa Wäertsilä 7 RT-Flex 50.



Slika 5.5: Ovisnost stupnja kompresije o debljini podloške na motoru tipa Wäertsilä 7 RT-Flex 50

Na ispitivanom motoru stavljena je podloška od 20 mm što smanjuje volumen kompresijskog prostora od početnih 27 litara na 23 litre, povećavajući tako stupanj kompresije s početnih 15,9 na 18,4.

Stapajni volumen za ispitivani motor iznosi 0,4025 [m³] ili 402,5 litara. Točno određivanje volumena kompresijskog prostora se izvodi stvarnim mjerenjem³⁶.

Snaga se na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 može povećavati do 1620 [kW/cil] pri 124 [o/min], (na pojačanoj - B verziji do 1660 [kW/cil]). Srednji indicirani tlak ide do 19,5 (20) [bar], te maksimalni tlak izgaranja do 155 (159) [bar]. Moguće je i podešavanje raznih režima rada kao što su; režim najmanje emisije NO_x-a, režim najmanje specifične potrošnje goriva pri određenoj brzini vrtnje ili snazi, te režim smanjenih torzionih vibracija.

Sve navedeno radi se podešavanjem stupnja kompresije, tlaka ispirnog zraka, tlaka goriva u sabirnici³⁷, kuta početka ubrizgavanja, kuta otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila, a sve u ovisnosti P/P_0 i n/n_0 , gdje su P i n stvarna snaga i okretaji, a P_0 i n_0 su maksimalna trajna snaga i okretaji.

Za kontrolu ubrizgavanja i upravljanje ispušnim ventilom veliku ulogu ima i podešavanja tlaka servo ulja.

Naglasiti treba da visinsko podešavanje stapa utječe i na trajanje otvorenosti ispirnih raspورا. Ovakvo podešavanje postoji i kod većih srednjeokretnih brodskih motora dok kod manjih srednjeokretnih i brzookretnih motora takvoga podešavanja nema.

³⁶ Prije olovom ili ulijevanjem ulja u kompresioni prostor, a danas se najčešće mjere samo visine, što može uzrokovati pogrešku zbog neravnomjernih obrada elemenata koji čine kompresijski prostor.

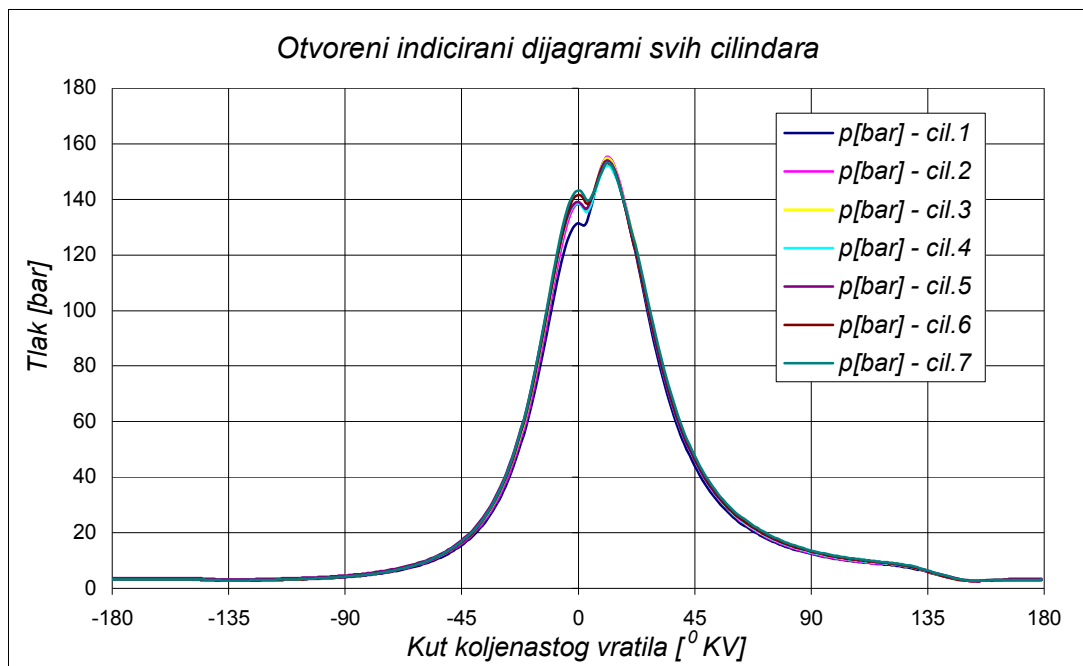
³⁷ Eng. Common Rail.

5.2.3. Stvarni podaci za tlakove ovisno o kutu koljenastog vratila

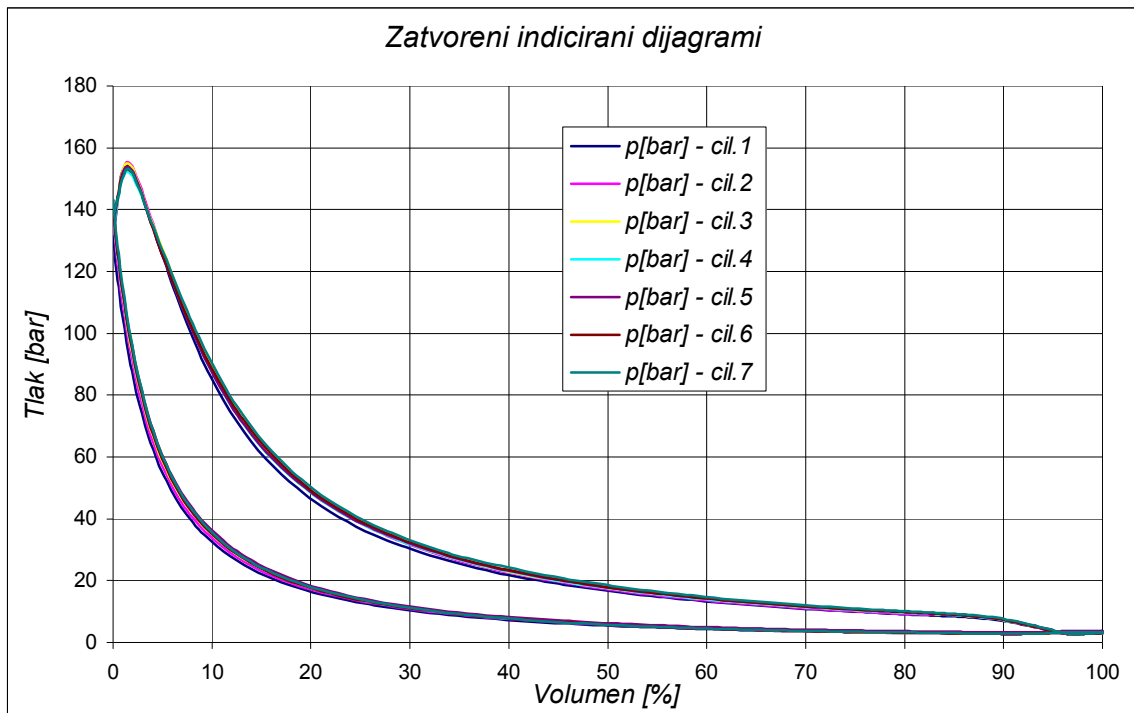
Tablica 5.3: Izmjerene vrijednosti na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 (mjesto i datum mjerenja: Rijeka, probna vožnja M/V «Andino», 25.01.2009.)

| Cil.br. | n [min ⁻¹] | $p_{is.zr.}$ [bar] | p_{komp} [bar] | p_{maks} [bar] | dp_{maksA} | $p_{sr.ind.}$ [bar] | P/cil [kW] |
|---------|-----------------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|--------------|------------------------|-----------------|
| 1 | 124,0 | 2,6 | 131 | 155 | -11 | 18,6 | 1544 |
| 2 | 124,1 | 2,6 | 138 | 155 | -11 | 18,9 | 1574 |
| 3 | 123,9 | 2,6 | 139 | 155 | -11 | 18,8 | 1566 |
| 4 | 124,0 | 2,6 | 139 | 152 | -12 | 18,4 | 1533 |
| 5 | 124,0 | 2,6 | 139 | 154 | -12 | 18,2 | 1514 |
| 6 | 124,2 | 2,6 | 142 | 153 | -11 | 19,0 | 1583 |
| 7 | 123,8 | 2,6 | 143 | 153 | -11 | 19,4 | 1612 |

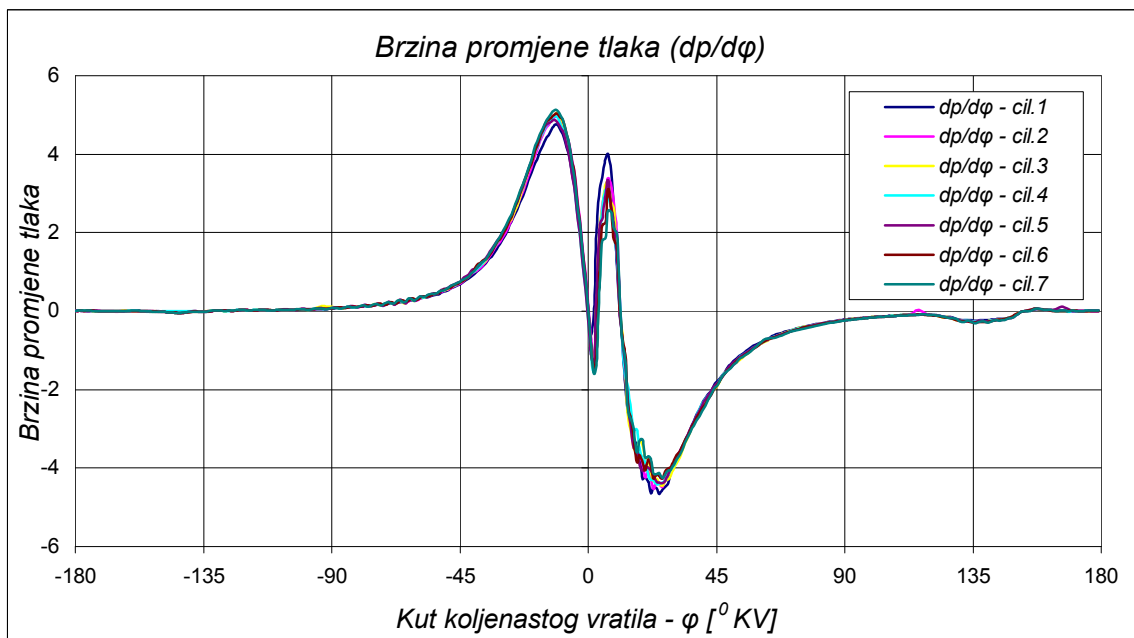
Na slici 5.6 prikazan je snimljeni otvoreni indicirani dijagrami svih cilindara, a na slici 5.7 izračunati zatvoreni indicirani dijagrami na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50,



Slika 5.6: Otvoreni indicirani dijagrami na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 [3. Maj M.I.D.]

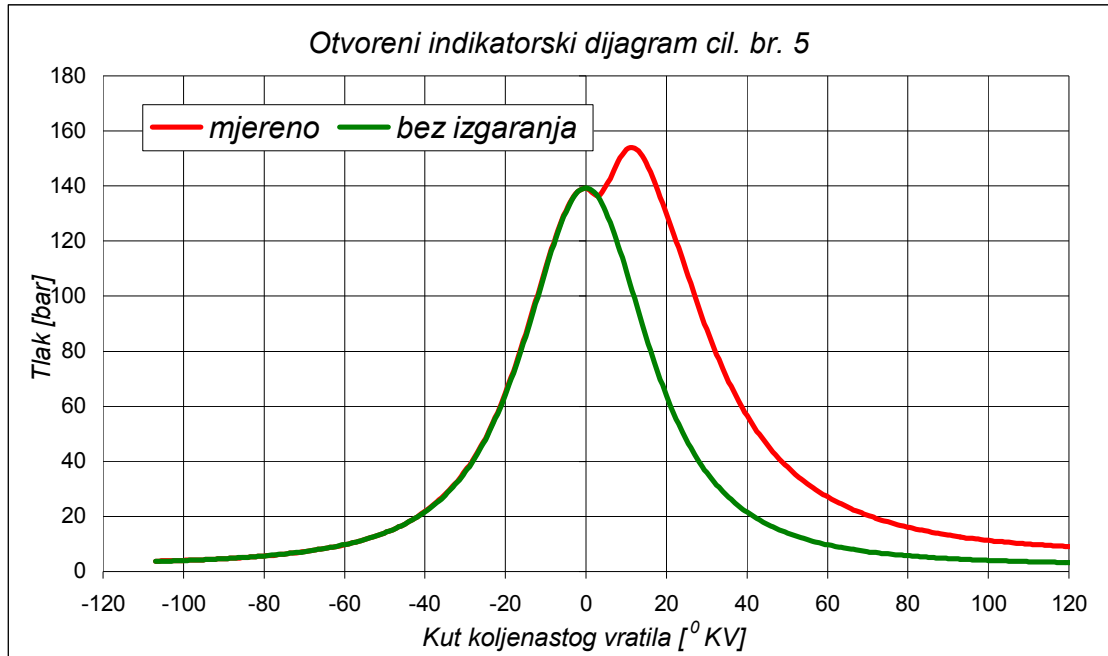


Slika 5.7: Zatvoreni indicirani dijagrami na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 [3. Maj M.I.D.]



Slika 5.8: Prikaz brzine promjene tlaka po kutu koljenastog vratila na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 (izračunato iz izmjerenih vrijednosti tlaka), [3. Maj M.I.D.]

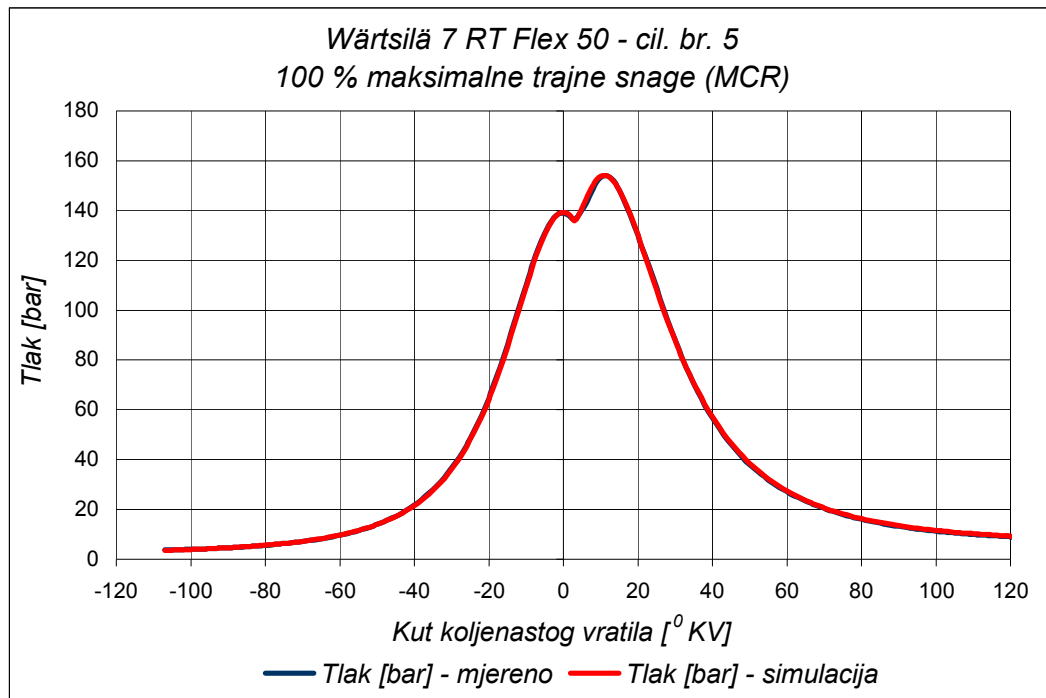
Za usporedbu izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka, kod validacije modela, uzet je cilindar broj 5, čiji je otvoreni indicirani dijagram prikazan na slici 5.9.



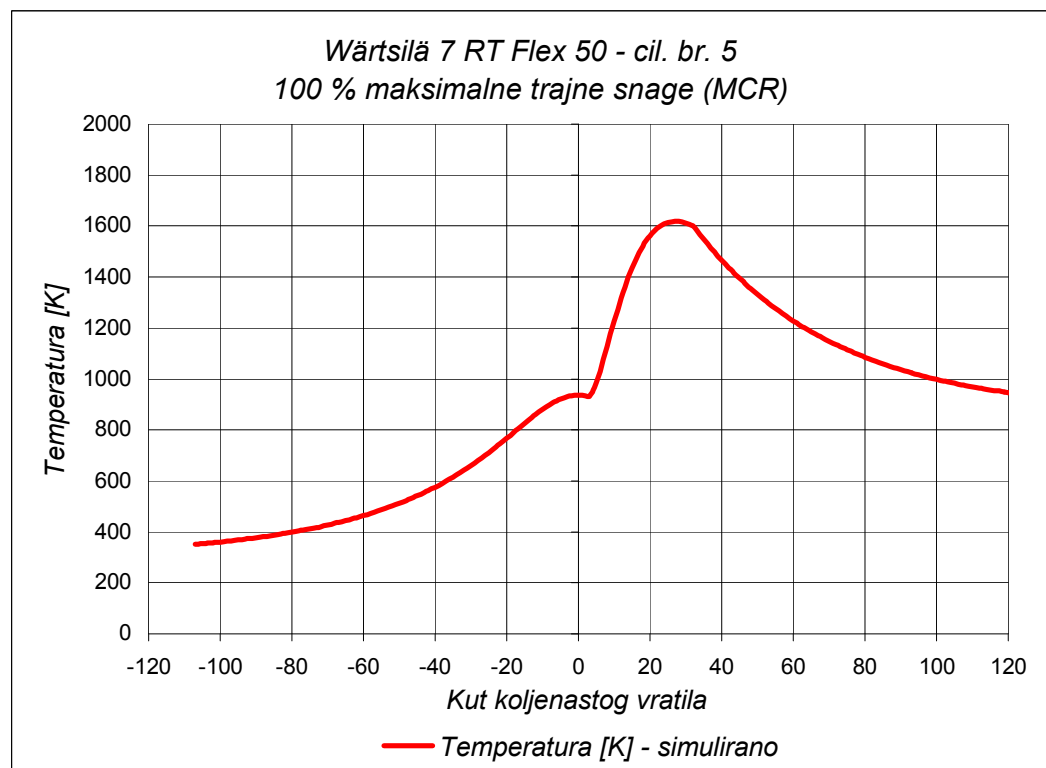
Slika 5.9: Otvoreni indikatorski dijagram cilindra broj 5 na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 s prikazanom linijom bez izgaranja

Dijagram na slici 5.9 obuhvaća područje od -107°KV , kad zatvori ispušni ventil i stvarno započinje kompresija, do trenutka otvaranja ispušnog ventila, tj. do 125°KV . Područje rada izvan te granice neće biti predmetom istraživanja.

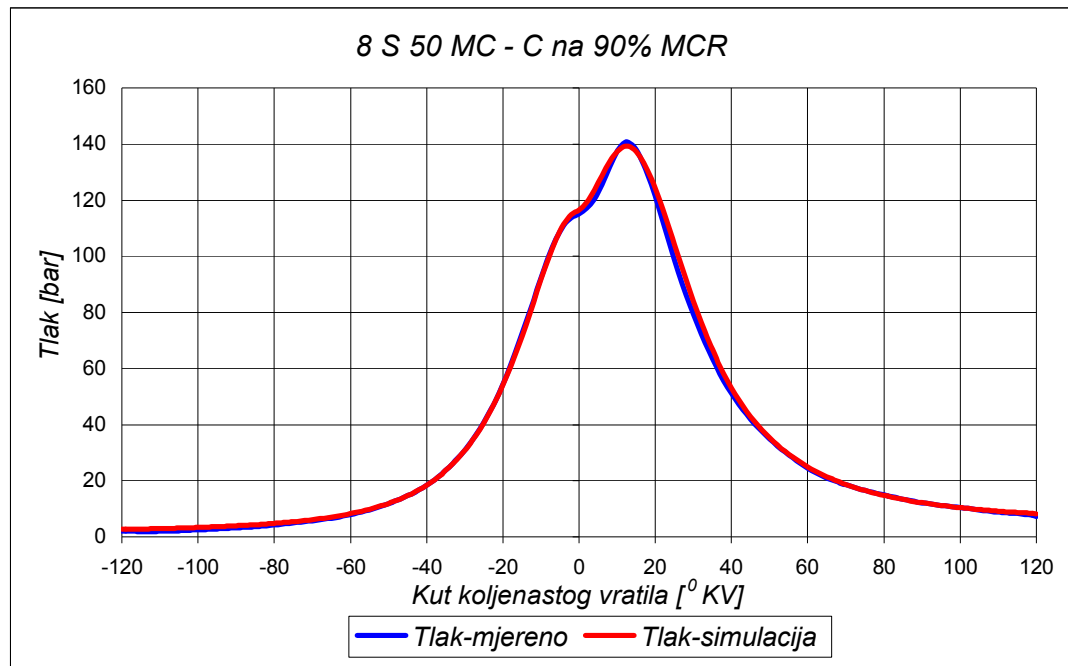
Na slikama koje slijede prikazani su dijagrami usporedbe izmjerenih vrijednosti tlaka s vrijednostima izračunatim simulacijama za određeni tip motora, kao i dijagrami odstupanja stvarnih od izračunatih vrijednosti tlaka.



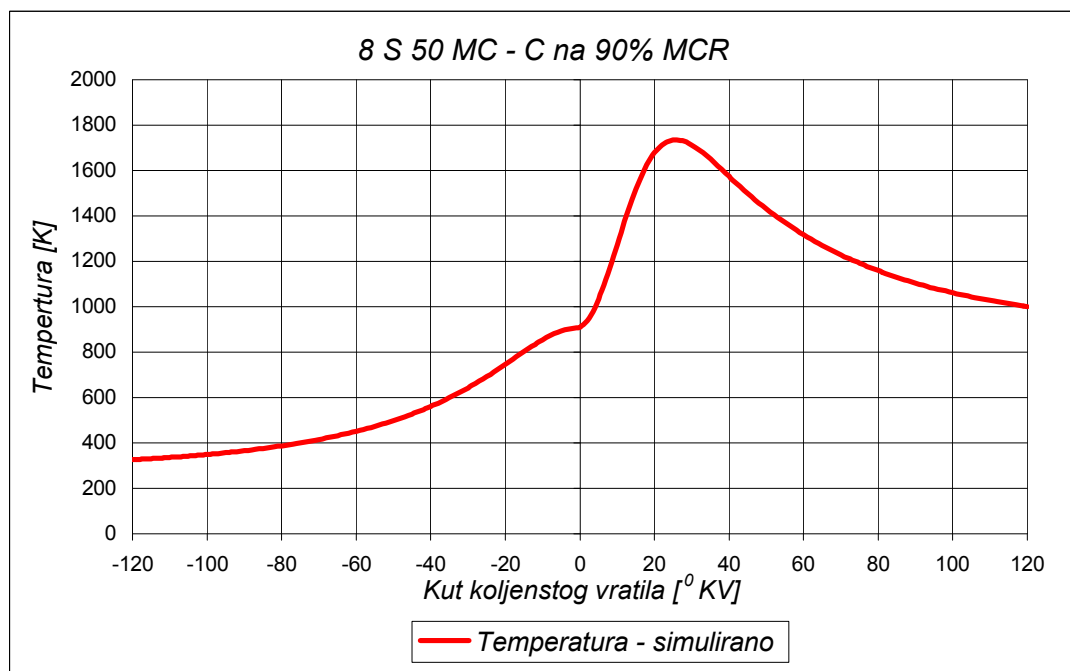
Slika 5.10: Wärtsilä 7 RT Flex 50 - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 100 % opterećenja motora ($C=6.9$ $m+1=1.4$ izgar. = $3 \div 67$)



Slika 5.11: Wärtsilä 7 RT Flex 50 - Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 100 % opterećenja – simulirano



Slika 5.12: MAN B&W 8 S 50 MC-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 90 % opterećenja motora (C=6.9 m+1=2,1 izgar. = -1 ÷ 45)

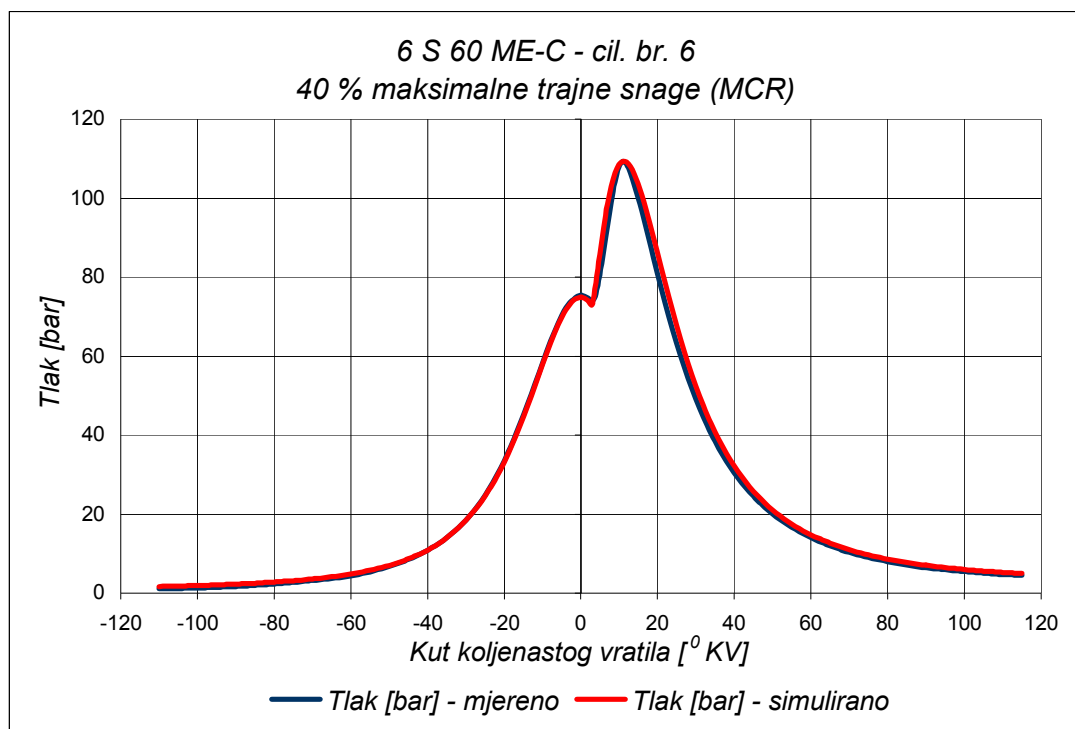


Slika 5.13: MAN B&W 8 S 50 MC-C - Dijagram promjene temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 90 % opterećenja motora – simulirano

Dijagrami na slikama 5.14 do 5.21 prikazuju usporedbe krivulja tlaka te izračunate krivulje temperatura motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na raznim režimima rada.

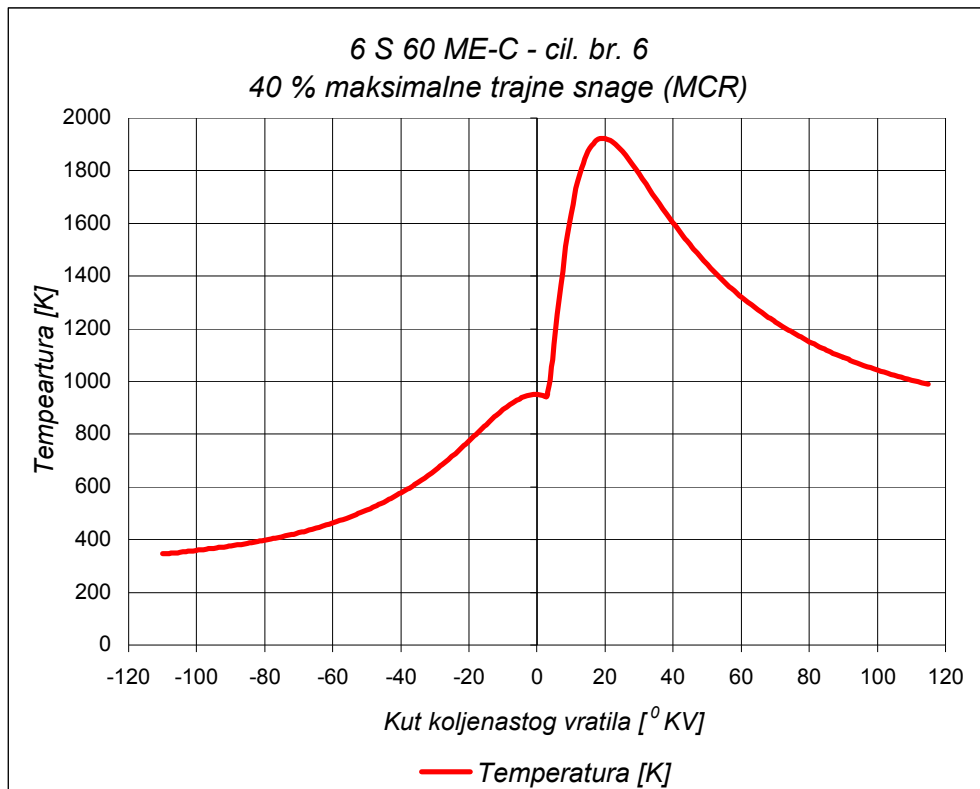
Izgaranje je modelirano jednostrukom, prije opisanom, Vibe-funkcijom. Ideja je bila koristiti višestruke Vibe-funkcije, ali se prilikom izrade samog rada uvidjelo da jednostruka Vibe-funkcija daje sasvim zadovoljavajuće rezultate, a znatno pojednostavljuje proračun.

Simulirane krivulje tlaka zadovoljavajuće prate krivulje izmjerenih vrijednosti u cijelom ispitivanom području uz neznatna odstupanja u područjima nižih tlakova. Simulacijama je primijećeno i da se za početak izgaranja mora postaviti 1 do 2 °KV zakašnjenja u odnosu na stvarne, deklarirane vrijednosti početka ubrizgavanja. To je posljedica činjenice da u simulacijskom programu nije uprogramirano zakašnjenje paljenja.



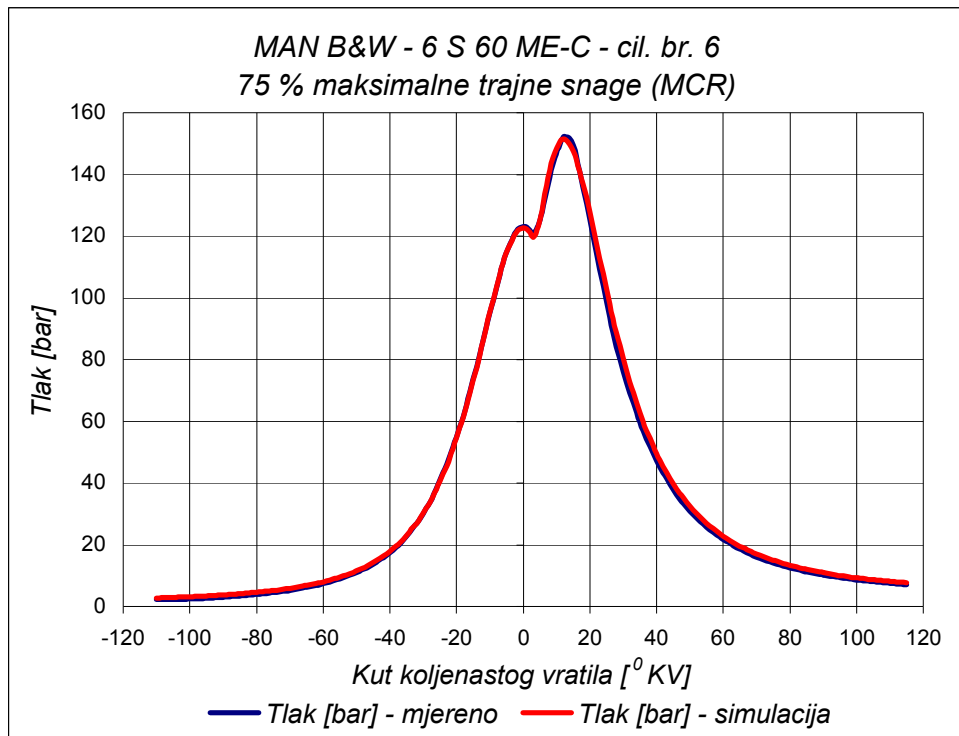
Slika 5.14: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 40 % opterećenja ($C=6.9$ $m+1=1.3$ izgar. = $3 \div 47$)

Dijagram promjene temperature ovisno o kutu koljenastog vratila, izračunat simulacijskim programom, prikazan je na slici 5.15. Vidljivo je kako su najviše temperature u području 20 do 25 °KV i iznose preko 1900 [K].

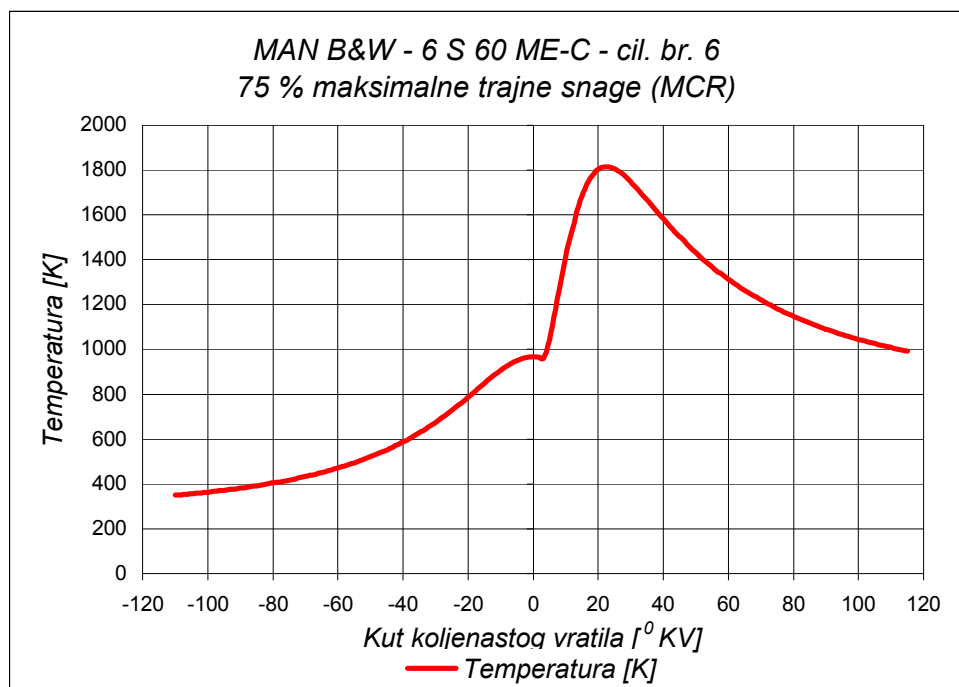


Slika 5.15: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram promjene temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 40 % opterećenja – simulirano

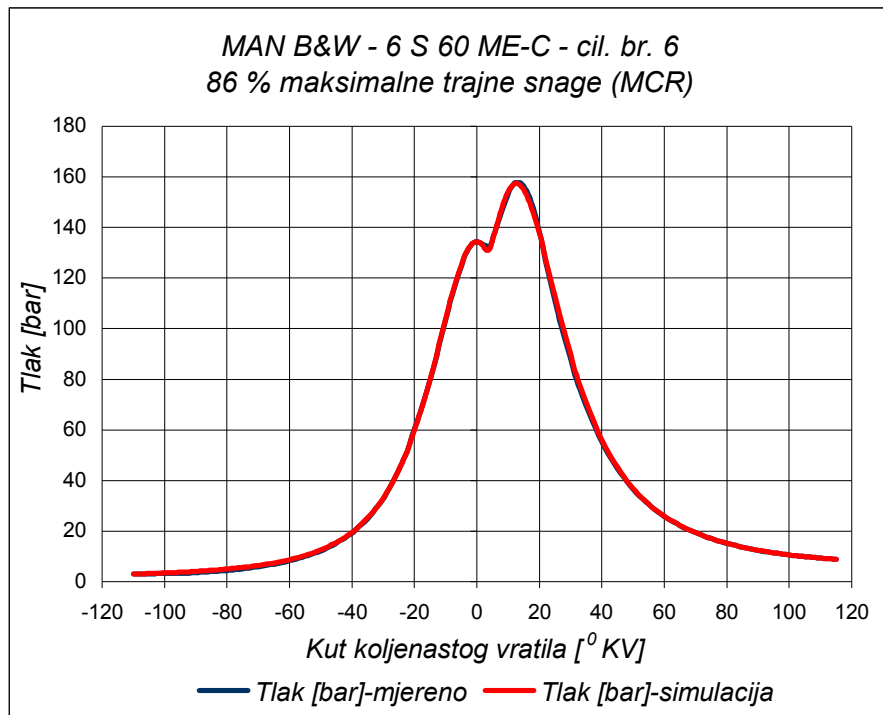
U trenutku otvaranja ispušnog ventila one se kreću oko 1000 [K]. Od trenutka početka izgaranja pa do maksimalnih vrijednosti, porast temperature je vrlo intenzivan te u nekim trenucima iznosi i preko 110 [K/^oKV], što se može vidjeti iz usporednih dijagrama na slici 5.32.



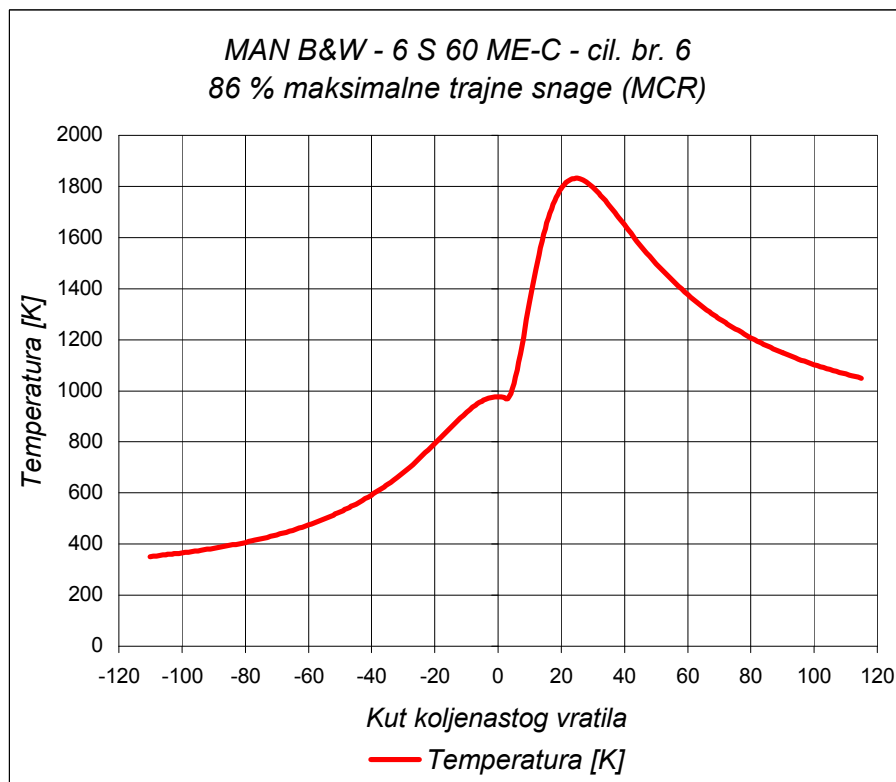
Slika 5.16: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 75 % opterećenja ($C=6.9$ $m+1=1.55$ izgar. = $3 \div 46$)



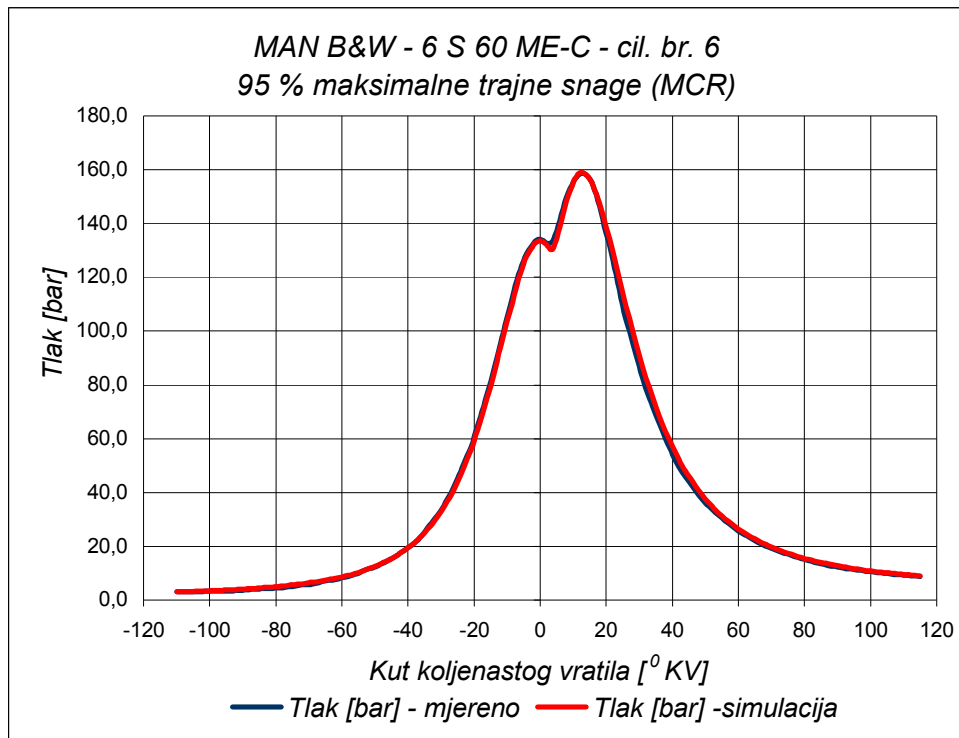
Slika 5.17: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 75 % opterećenja - simulirano



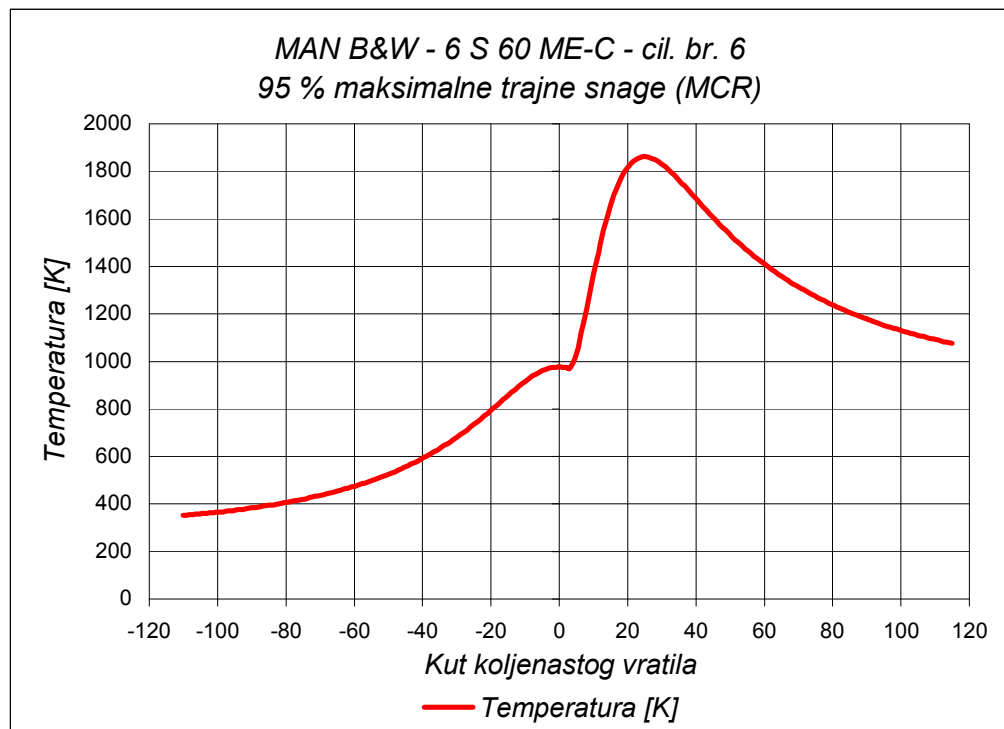
Slika 5.18: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 86 % opterećenja motora (C=6.9 m=1.62 izgar. = 3 ÷ 49)



Slika 5.19: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 86 % opterećenja motora - simulirano



Slika 5.20: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 95 % opterećenja ($C=6,9$ $m+1=1,6$ izgar. = $3 \div 50$)

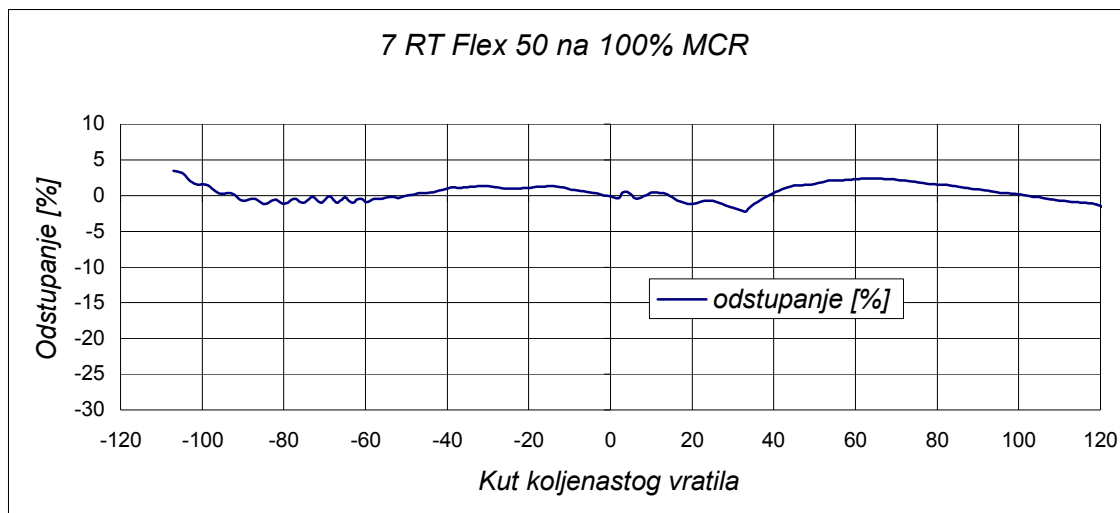


Slika 5.21: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 95 % opterećenja – simulirano

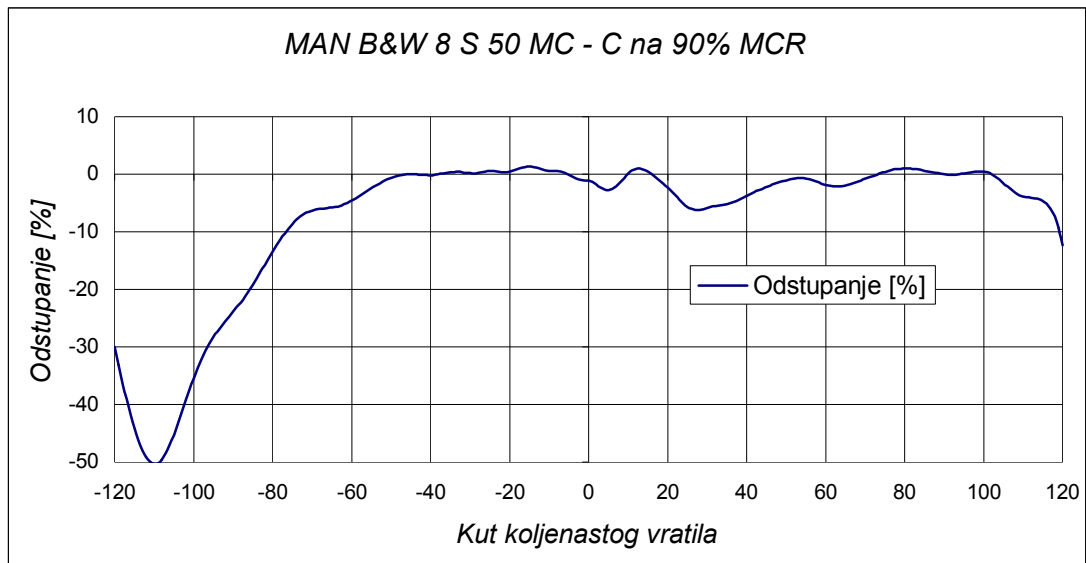
Vrijednosti tlaka dobivene simulacijom se dobro poklapaju sa stvarnim, izmjerenim vrijednostima, naročito u području trajanja izgaranja što se vidi iz dijagrama odstupanja na slikama 5.22 do 5.28.

Slike prikazuju odstupanja izmjerenih od simuliranih vrijednosti tlaka u postocima. Nešto veće odstupanje pokazuje se na početku kompresije, a razlog se može tražiti u pogrešci mjerenja. Veća odstupanja pojavljuju se korištenjem podataka s kojima je izračun brzina oslobađanja toplina ($dQ/d\varphi$) neprecizan. Naime, pojavljuju se odstupanja od nulte linije $dQ/d\varphi$ prije i nakon izgaranja, što je pokazatelj greške u mjerenju. Kod takvih slučajeva potrebno je raditi korekcije tlaka, kako bi se nulte vrijednosti $dQ/d\varphi$ izjednačile. Korekcije tlaka su potrebne jer oprema ne mjeri apsolutni tlak već promjenu tlaka. Apsolutni tlak se dobiva pomicanjem cijele snimljene krivulje tlaka na više ili niže. Obično se korekcija vrši uz uvjet da na 60 °KV prije GMT moramo zadovoljiti jednadžbu adijabate za promjenu stanja u cilindru. U ovome radu su vrijednosti tlaka ostavljene nekorrigirane.

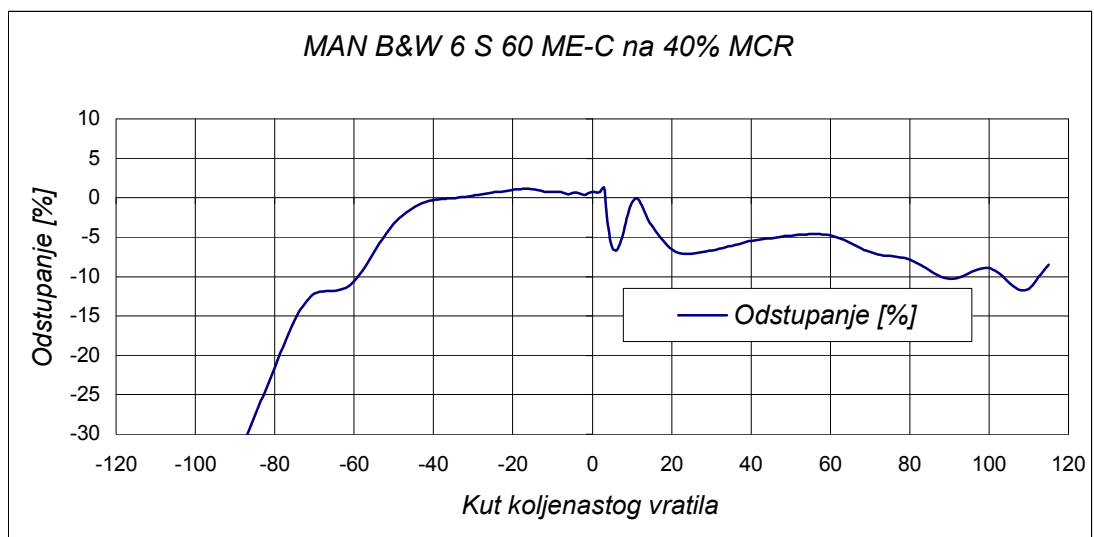
Kako su najveća odstupanja između izmjerenih i izračunatih vrijednosti tlaka u područjima nižih tlakova, male razlike apsolutnih vrijednosti daju velika odstupanja u postocima. Za sam cilj istraživanja ova područja nisu toliko važna pa nisu niti razmatrana te zato nisu izvršene niti korekcije tlakova.



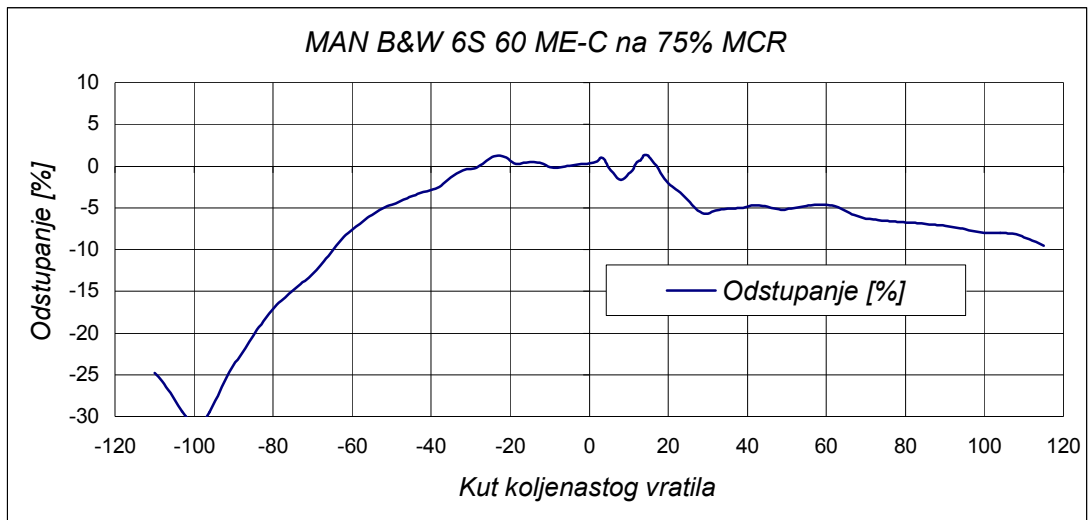
Slika 5.22: Wärtsilä RT Flex 50 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 100 % opterećenja



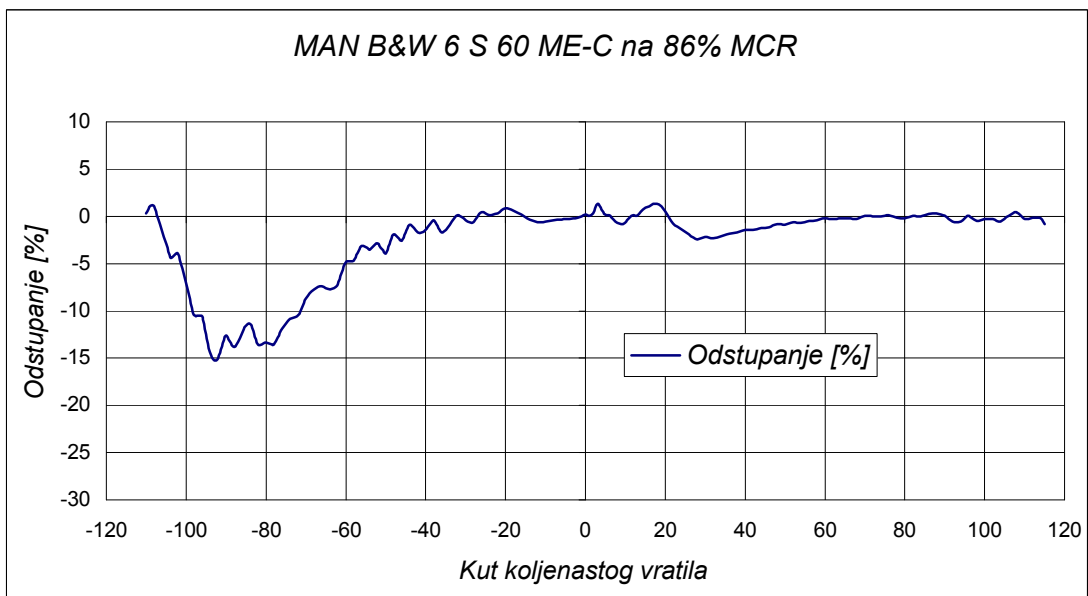
Slika 5.23: MAN B&W 8 S 50 MC-C - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 90 % opterećenja



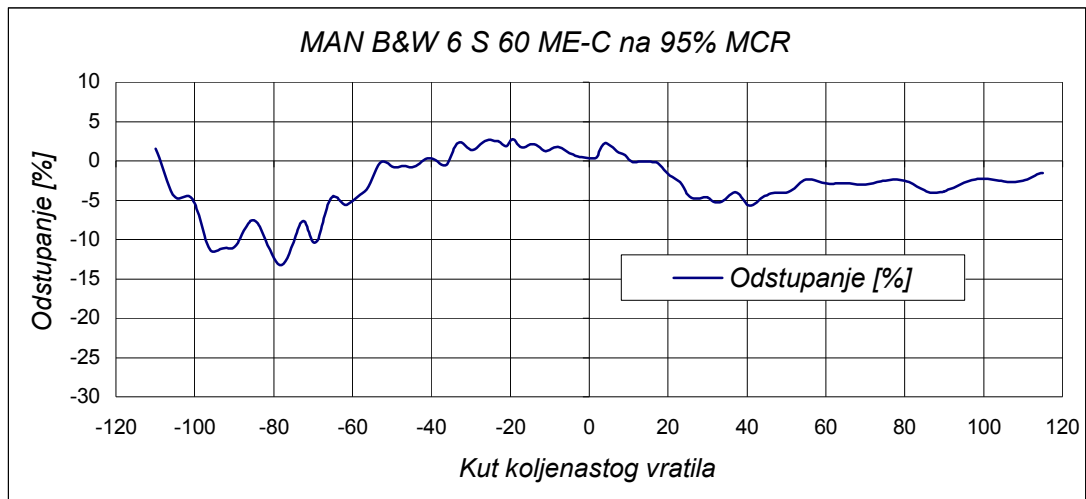
Slika 5.24: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 40 % opterećenja



Slika 5.25: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 75 % opterećenja

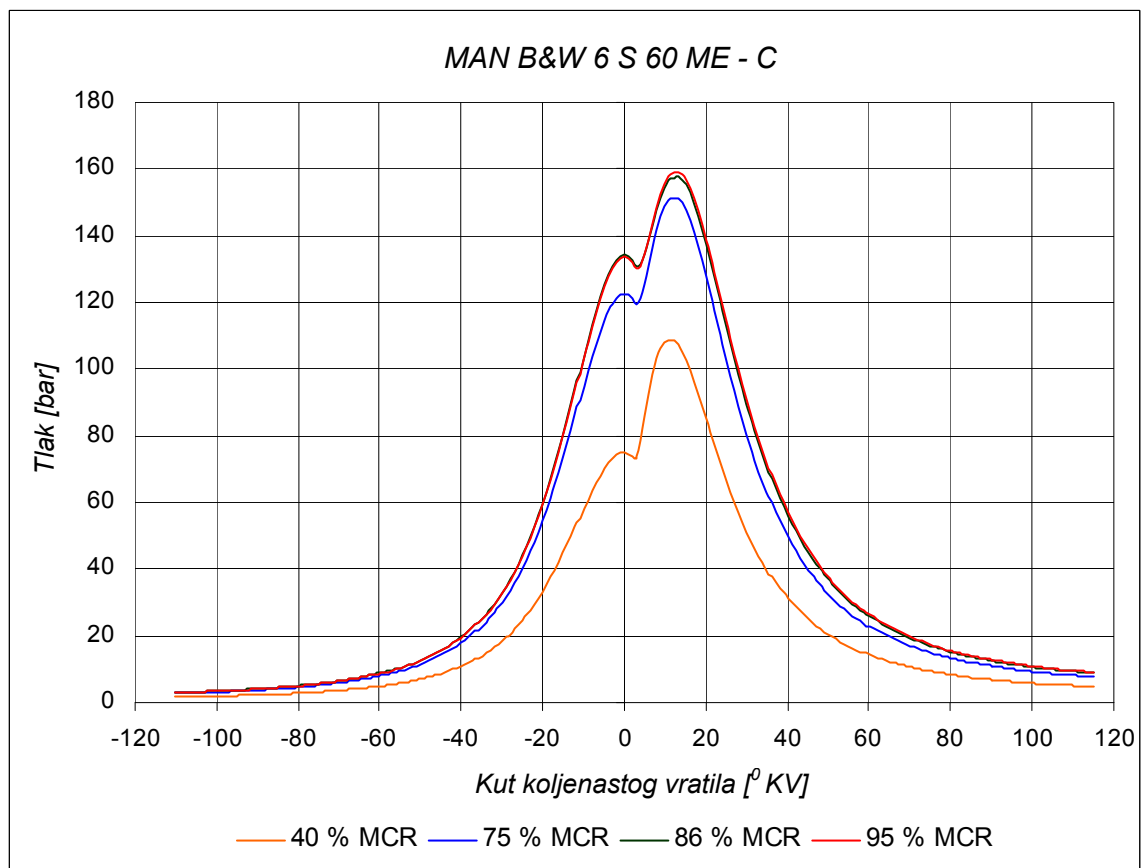


Slika 5.26: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 86 % opterećenja



Slika 5.27: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 95 % opterećenja

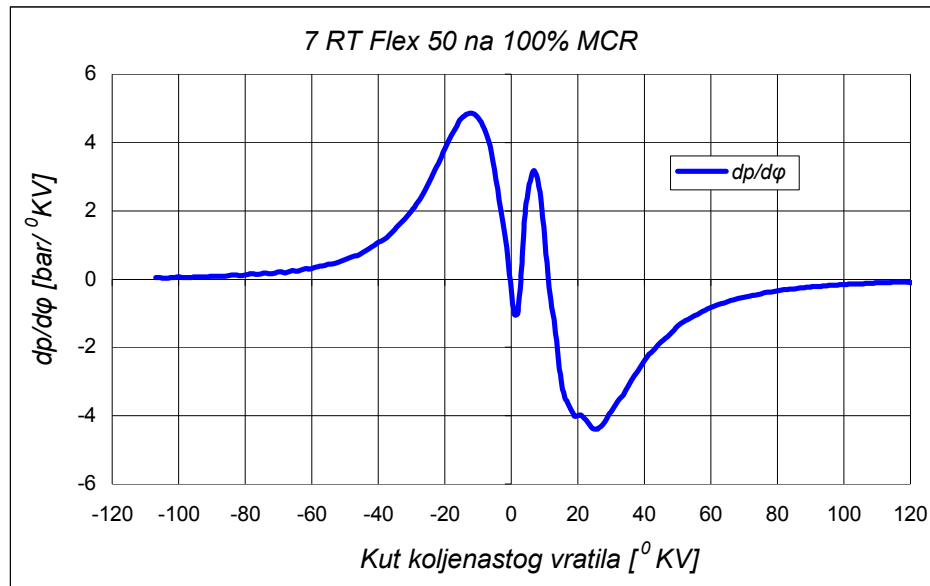
Usporedni dijagrami tlaka na raznim opterećenjima za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C 60 prikazani su na slici 5.28.



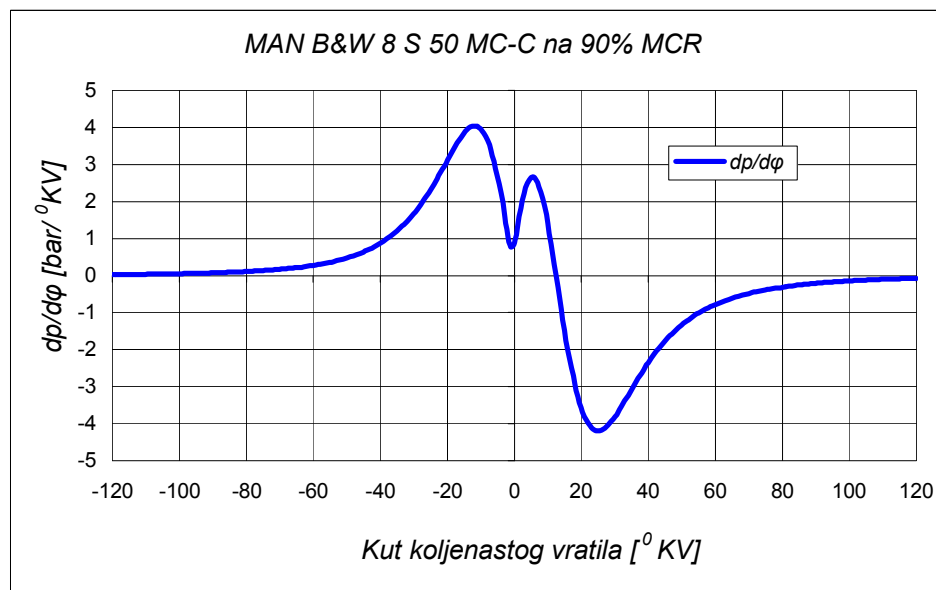
Slika 5.28: Usporedba otvorenih simuliranih indikatorskih dijagrama na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C

Izračunate su i vrijednosti brzine promjene tlaka i temperature po kutu koljenastog vratila (1. derivacije), za svaki ispitivani motor, kako bi se kasnije mogle uspoređivati s vrijednostima dobivenim simulacijama višestrukog ubrizgavanja.

Slike 5.29 i 5.30 prikazuju brzine promjene tlaka na motorima tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i motoru tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C.



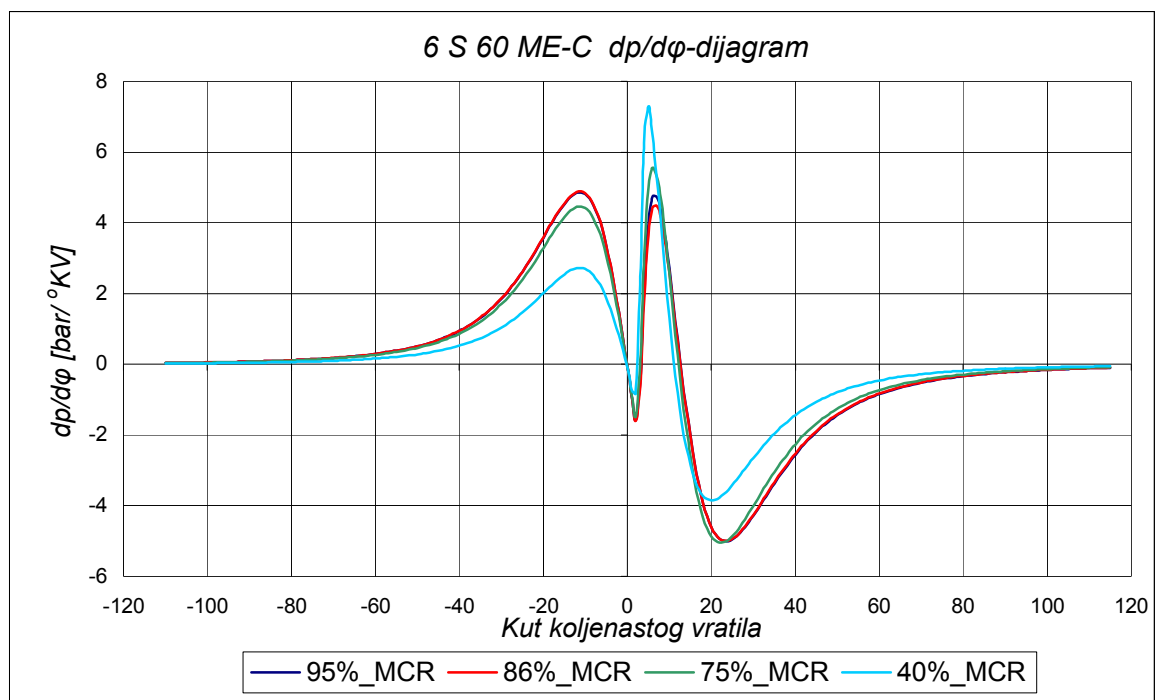
Slika 5.29: Brzina promijene tlaka na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex



Slika 5.30: Brzina promijene tlaka na motoru tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C

Na slici 5.31 vidljive su brzine promjene tlaka na raznim režimima rada motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C. Vidljivo je kako su na manjim snagama promjene tlaka znatno intenzivnije nego na režimima većih snaga.

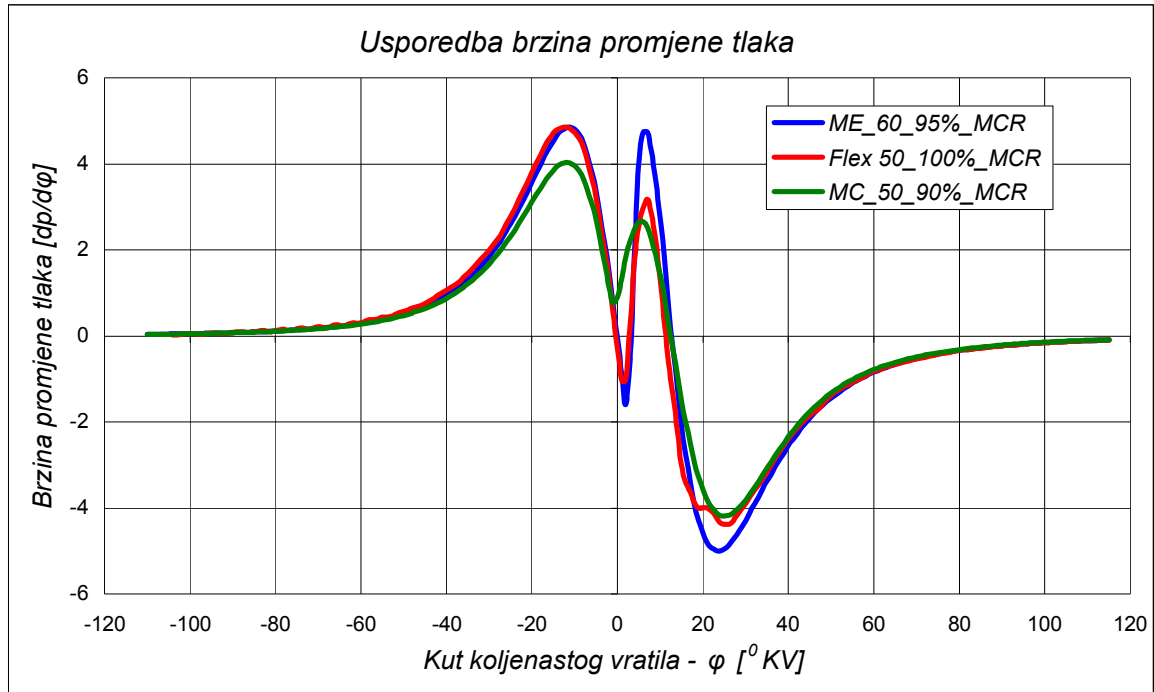
Brzine promjene tlaka se kreću i preko 7 [bar/°KV] na 40% opterećenja, dok su maksimalne vrijednosti $dp/d\phi$ na većim snagama do 4,5 [bar/°KV]. Već je prije spomenuto kako intenzivnije promjene tlaka u vremenu (po kutu KV) utječu na tvrđi rad motora i obrnuto. Preveliki porast tlaka u vremenu dovodi do detonantnog rada motora i može napraviti velike štete na vitalnim dijelovima prostora izgaranja te na stapnom mehanizmu. Manje vrijednosti brzina porasta tlaka indiciraju su „mekšeg“ – tišeg rada motora te u pravilu manjih vibracija.



Slika 5.31: Usporedba brzine promijene tlaka na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano

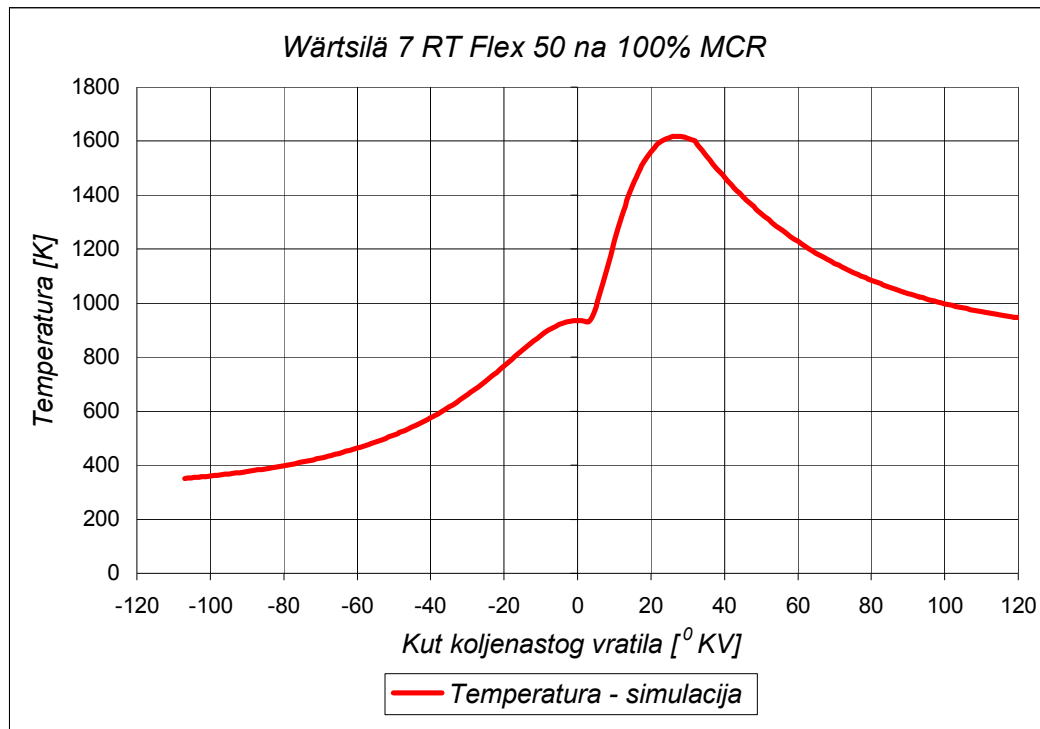
Između motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C postoje znatne razlike u brzinama promjene tlaka. Razlozi su upravo u različitom načinu ubrizgavanja. Sustavi ubrizgavanja su drugačiji, a samim time i profili izgaranja.

Usporedba brzina promjene tlaka između motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, motora tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C te motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C može se vidjeti na slici 5.32.

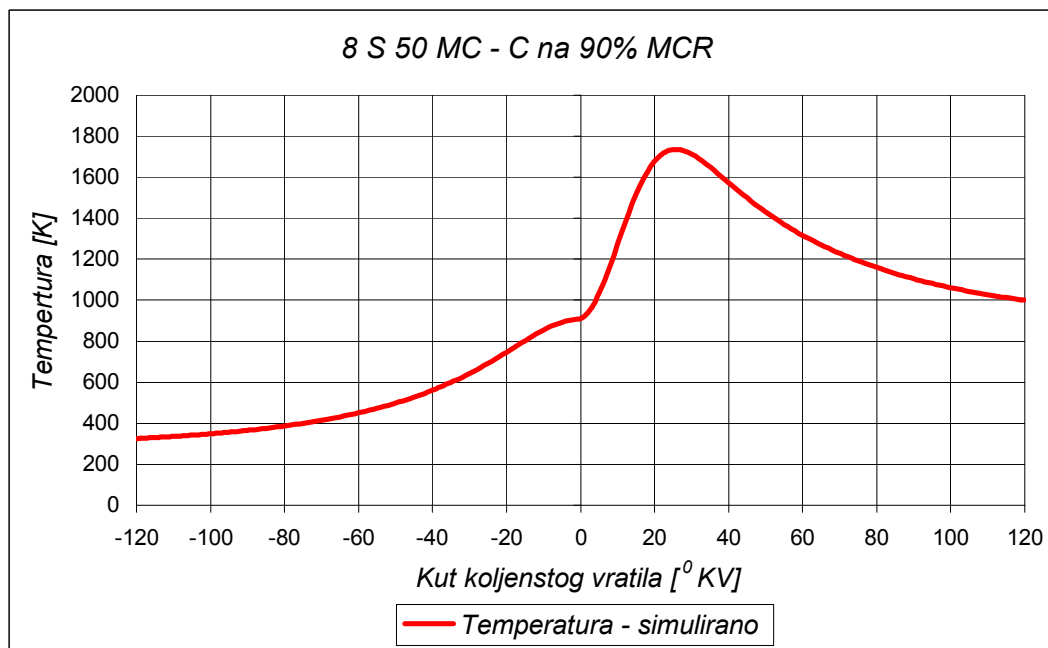


Slika 5.32: Usporedba brzina promjene tlaka između motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, motora tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C te motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C

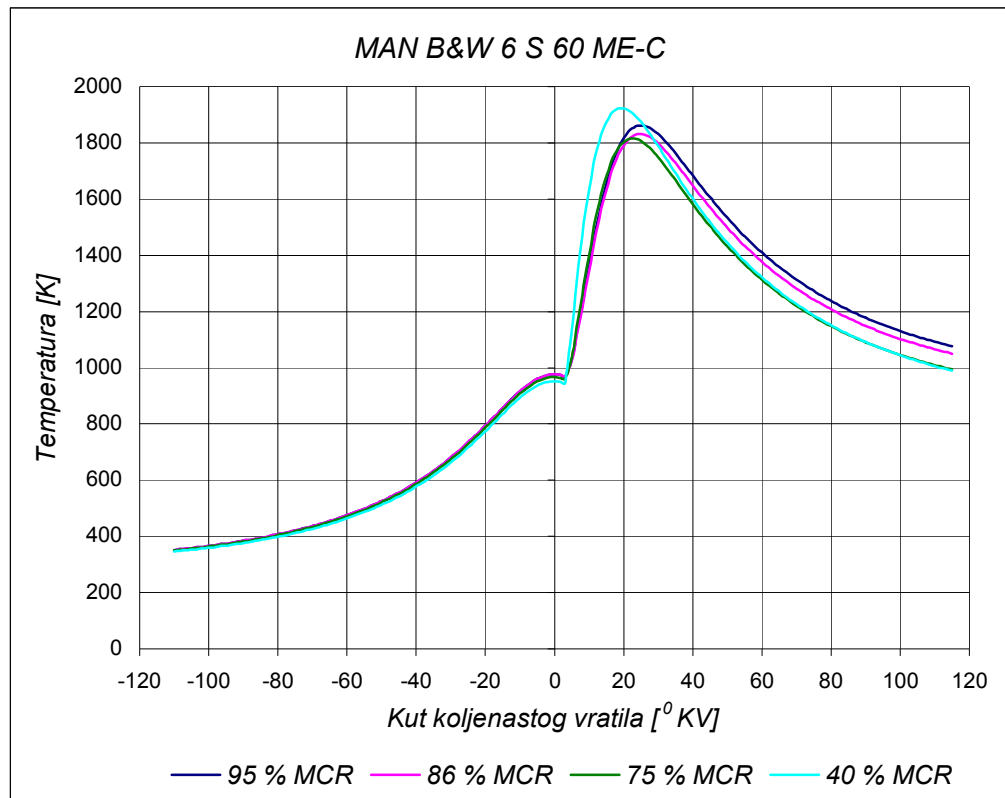
Kretanje temperatura na ispitivanim motorima, ovisno o kutu koljenastog vratila može se vidjeti na slikama 5.33, 5.34 i 5.35.



Slika 5.33: Promjena temperature na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50

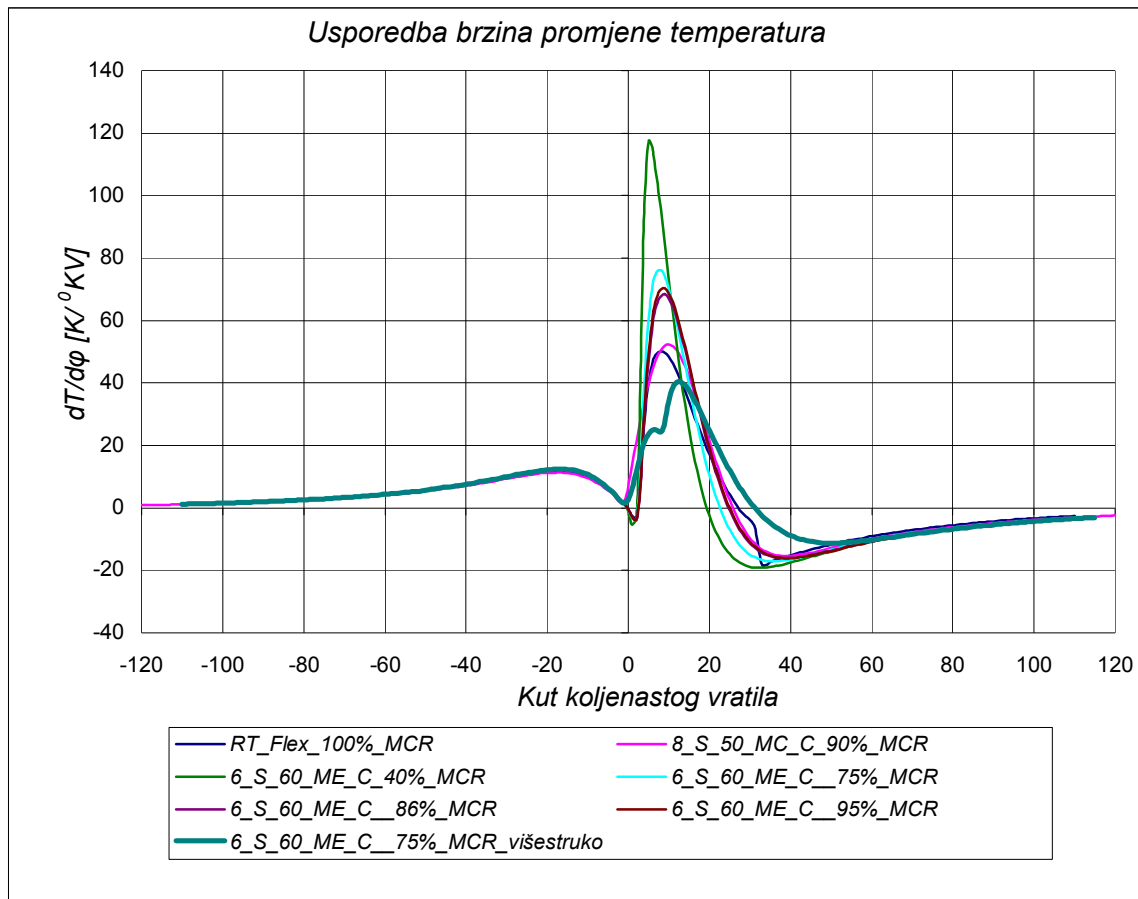


Slika 5.34: Promjena temperature na motoru tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C



Slika 5.35: Usporedba temperatura na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano

Brzina promjene temperature je dobar pokazatelj temperaturnog opterećenja u vremenu te je dobar parametar za analizu i komparaciju više motora. Ovi dijagrami su prikazani na slici 5.36.



Slika 5.36: Usporedba brzina promjene temperatura na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano

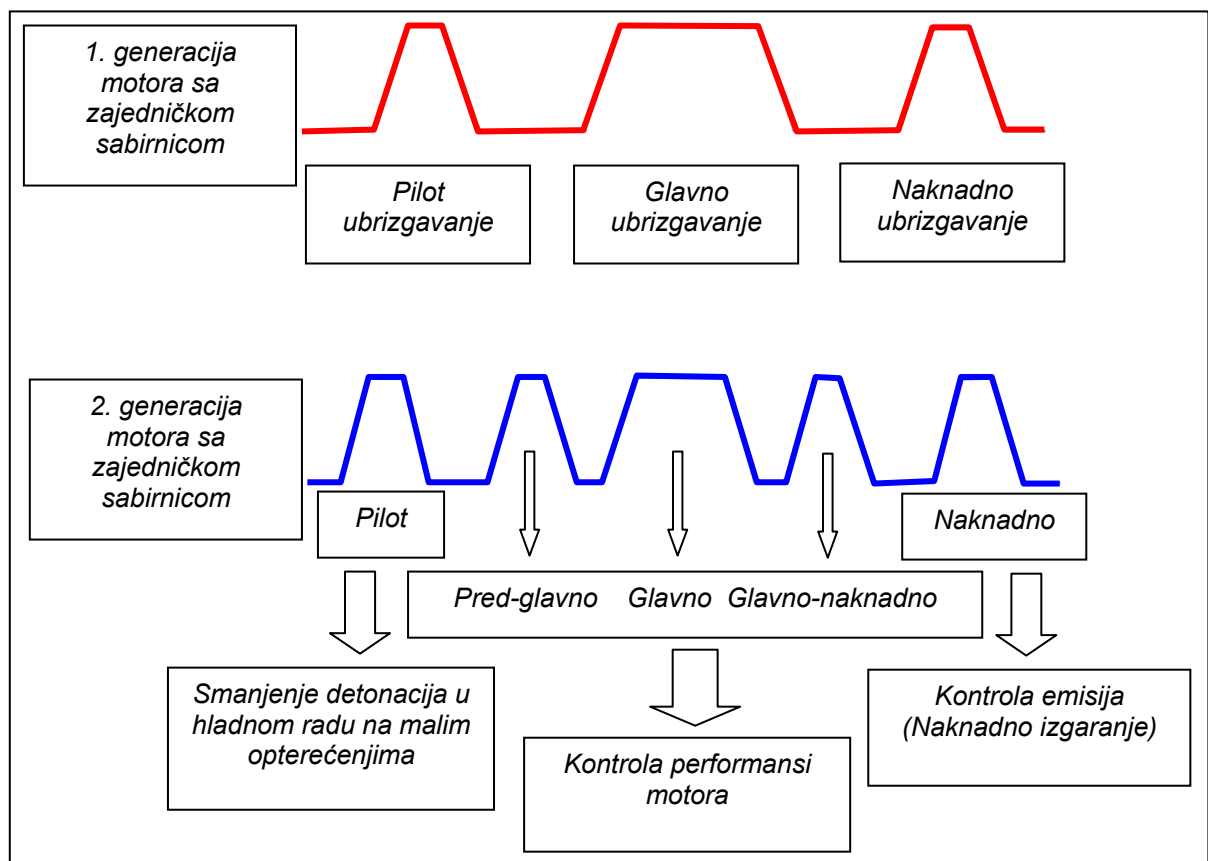
Na slici 5.36 je razvidno kako najmanje promjene temperature po kutu koljenastog vratila ima motor s višestrukim ubrizgavanjem goriva, kao i da motor kod najmanjih opterećenja ima najveće brzine promjena temperatura.

6. SIMULACIJA I REZULTATI VIŠESTRUKOG UBRIZGAVANJA

6.1. Uvod

Višestruko ubrizgavanje se primjenjuje dugi niz godina na 4T brzookretnim motorima za vozila te nešto kraće vrijeme na srednjeokretnim stacionarnim i brodskim motorima. Sustav ubrizgavanja koji omogućuje višestruko ubrizgavanje naziva se sustav sa zajedničkom sabirnicom, a često se koristi engl. inačica – motori s „Common Rail“ tehnologijom.

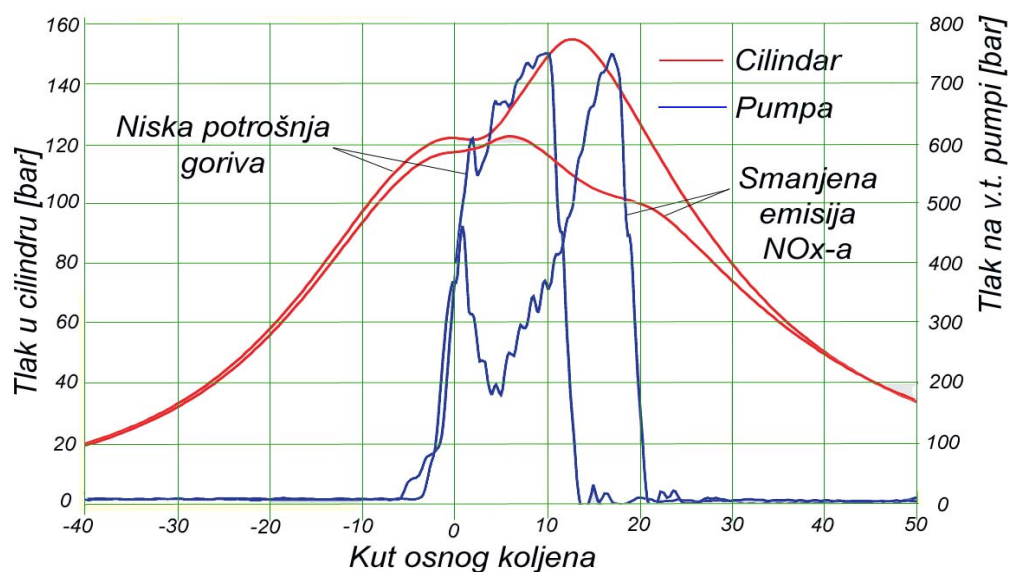
Kod sporookretnih 2T brodskih motora sličan se sustav počeo primjenjivati prije 10 - tak godina, najkraće je u primjeni i za sada pokazuje dobre rezultate. Ono što treba naglasiti je da iako ti motori imaju mogućnost višestrukog ubrizgavanja ono se ne primjenjuje u obliku kako je to slučaj kod 4T motora shematski prikazanog na slici 6.1.



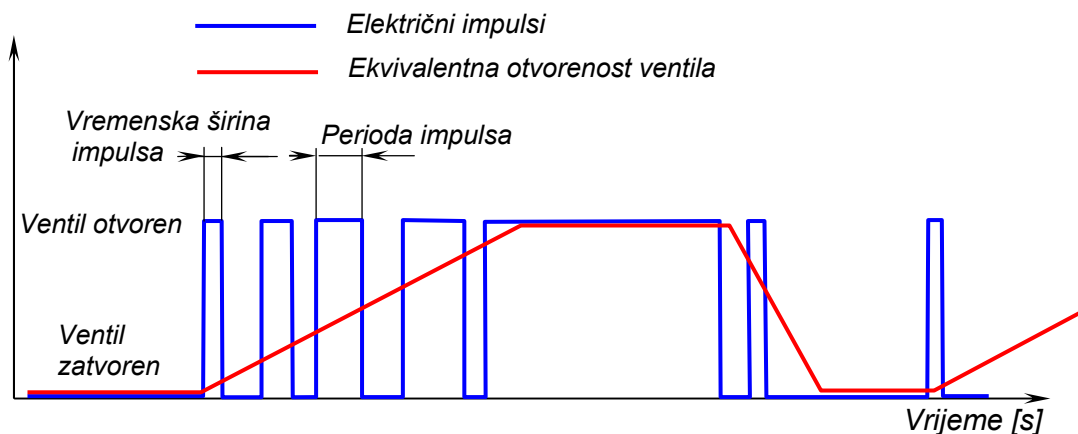
Slika 6.1: Shematski prikaz višestrukog ubrizgavanja na brzookretnom 4T motoru [20]

Način ubrizgavanja s kojim se dobiva profil izgaranja kao onaj prikazan na slici 6.2 nije višestruko ubrizgavanje, već se dozira količina goriva u vremenu. To se radi pulziranjem elektro-hidrauličkog ventila (slika 6.3), čime se dobiva željeni profil krivulje tlaka i temperature, odnosno željeni zakon oslobađanja topline. Rezultat su manje emisije NO_x-a, što je uz optimiranje iskoristivosti te tiši i mirniji rad motora, prioritetni zadatak.

Tlak ubrizgavanja na V.T. pumpi goriva kod sporookretnih 2T brodskih motora prikazan je na slici 6.2 plavom bojom, za dva režima rada motora.



Slika 6.2: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama te profila ubrizgavanja na motorima tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja goriva

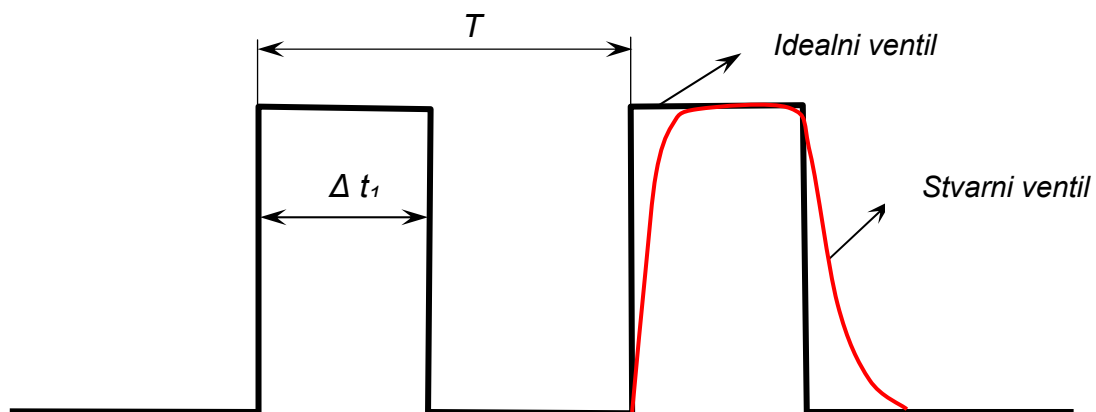


Slika 6.3: Prikaz djelovanja električnih impulsa na elektro-hidraulički ventil

Slika 6.3 prikazuje otvorenost ventila goriva u ovisnosti od oblika električnih impulsa. Širinom (Δt_1 - slika 6.4) i periodom impulsa ($T - \Delta t_1$) upravlja kontrolna jedinica održavajući tako željenu otvorenost ventila. Promjenom širine impulsa može se otvarati i pritvarati ventil te na taj način regulirati protok ulja na aktuator klipa pumpe za ubrizgavanje goriva³⁸. Tako se održava željeni tlak i količina ubrizganog goriva³⁹ te profil ubrizgavanja. Na taj način se formira željeni oblik prije opisanog zakona izgaranja.

Treba napomenuti da postoji razlika između teoretske i stvarne otvorenosti ventila koja se javlja zbog dinamike dijelova. Ta je razlika prikazana dijagramom na slici 6.4.

Stvarna otvorenost ventila je; $O_v = \frac{\Delta t_1}{T}$



Slika 6.4: Stvarna i teoretska otvorenost ventila

Uspoređujući novi i stari sustav ubrizgavanja treba naglasiti da je tlak ubrizgavanja na manjim okretajima kod nove generacije motora znatno viši. Time se dobiva bezdimni rad na manjim opterećenjima, što je kod stare generacije motora s klasičnim načinom ubrizgavanja nemoguće postići. Na motorima s klasičnim načinom ubrizgavanja pogon visokotlačnih pumpi obavlja se brjegovima bregastog vratila. Kod manjih brzina vrtnje motora, bregasto vratilo ima manju brzinu vrtnje pa time i pogonjeni klip visokotlačne pumpe ima manju brzinu. Kod malih brzina klipa v.t. pumpe znatno je manja brzina porasta

³⁸ Kod MAN B&W ME motora.

³⁹ Npr. pri 90 min^{-1} , ubrizgavanje koje se proteže na $20 \text{ }^{\circ}\text{KV}$ iznosi $37,04 \text{ ms}$. Ako je takt ventila 1 kHz , tada se cijelo ubrizgavanje može regulirati u nizu od 37 vremenskih impulsa, različitoga trajanja, ovisno o potrebnom trenutnom protoku.

tlaka, zbog većih propuštanja između klipa i košuljice. Ovo još više dolazi do izražaja primjenom novih propisa o smanjenju emisije SO_x-a, budući da će brodovi morati prebacivati na lako dizelsko gorivo s manje od 1% sumpora⁴⁰. Takva goriva imaju znatno manji viskozitet, pa se povećava propuštanje između klipa i košuljice visokotlačne pumpe, smanjujući tako tlak ubrizgavanja.

Kod većih brzina vrtnje u radu motora na lako dizelsko gorivo također nastaju problemi u izgaranju. Razlog je u bržem samozapaljenju lakog dizelskog goriva zbog većeg cetanskog broja u odnosu na teško dizelsko gorivo. Kako je početak ubrizgavanja goriva podešen za teško gorivo, na većim brzinama vrtnje kod rada na dizelsko gorivo, ono se brže upali i pojavljuje se detonantni rad motora. Detonacije se pojavljuju zbog velikih brzina porasta tlaka prije GMT, a početak ubrizgavanja je nemoguće mijenjati u radu zbog mehaničkog načina razvoda.

Sve ove probleme moguće je riješiti primjenom novih sustava elektronske regulacije početka i trajanja ubrizgavanja, kao i primjenom elektronske kontrole otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila. Takvim se načinom postiže velika fleksibilnost nove generacije motora.

Na većim brzinama nema većih razlika u tlakovima ubrizgavanja između novih i klasičnih sustava ubrizgavanja.

6.2. Simulacija višestrukog ubrizgavanja

Na slici 6.5. prikazana je usporedba indiciranih dijagrama istog motora s dva različita načina ubrizgavanja. Plava boja prikazuje klasični sustav s mehaničkim ubrizgavanjem, gdje se gorivo ubrizgava preko mehaničke visokotlačne pumpe s zakretnim klipom. Crvena linija prikazuje otvoreni indicirani dijagram dobiven simulacijom, uz pokušaj dobivanja rezultata kao na slici 6.2. Može se zamijetiti da je oblik krivulje vrlo sličan podacima koje daje proizvođač motora.

⁴⁰ Po najnovijim nadolazećim propisima manje od 0,1 % S.

Za simulaciju svakog izgaranja korištena je Vibe funkcija, a vrijednosti parametara za dotični slučaj s tri Vibe funkcije su:

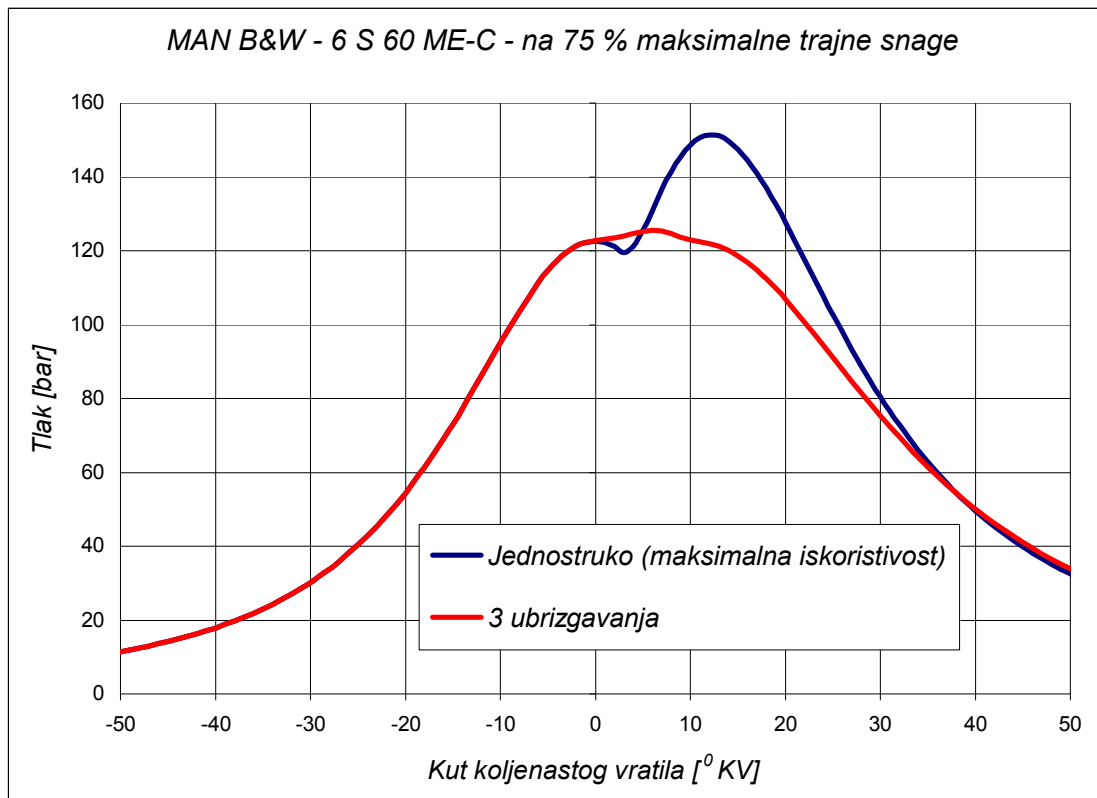
$$C1 = C2 = C3 = 6,901,$$

$$m1 = 1, m2 = 0.8, m3 = 0.6$$

$$\varphi_{PI1} = -1 [^{\circ}KV], \varphi_{KI1} = 30 [^{\circ}KV], \text{ , količina goriva 15 \%}$$

$$\varphi_{PI2} = 1 [^{\circ}KV], \text{ , } \varphi_{KI2} = 45 [^{\circ}KV], \text{ , količina goriva 25 \%}$$

$$\varphi_{PI3} = 9 [^{\circ}KV], \text{ , } \varphi_{TI3} = 70 [^{\circ}KV], \text{ , količina goriva 60 \%}$$



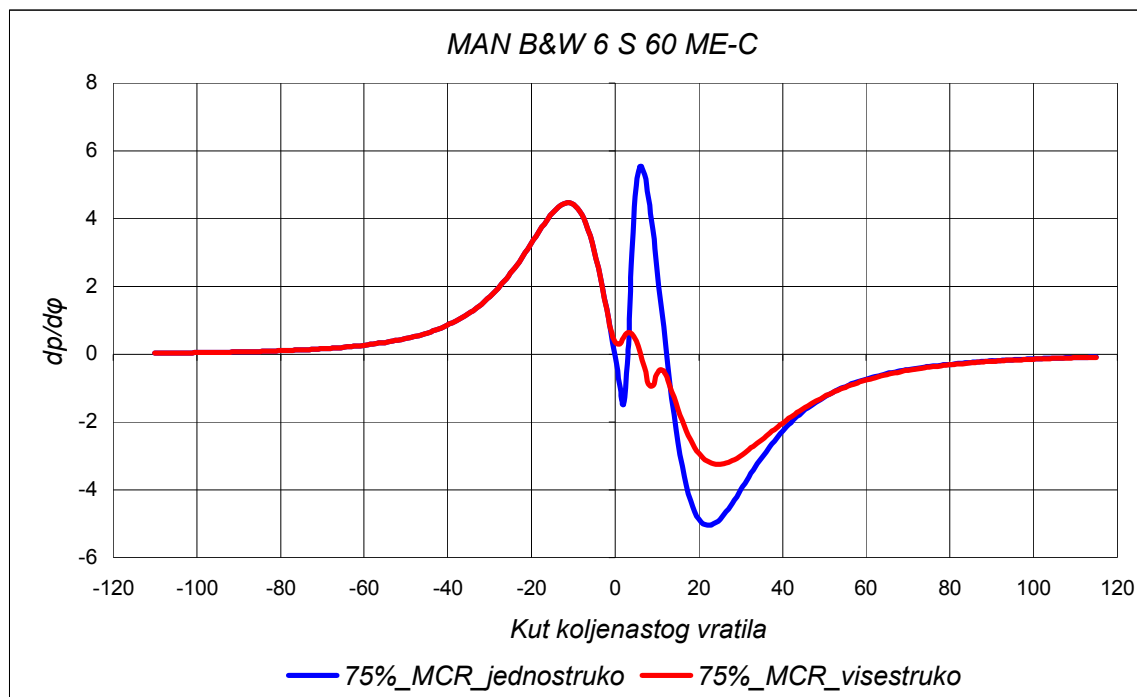
Slika 6.5: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja – simulirano

Na slikama 6.2 i 6.5 prikazana je usporedba otvorenih indiciranih dijagrama kod dva različita načina ubrizgavanja goriva na približno 75 % opterećenja motora. Jedan je ekonomični režim, kada motor troši najmanje goriva, dok je drugi režim rada smanjene emisije NO_x-a.

Zamjetne su znatne razlike u obliku krivulje te samim vrijednostima tlaka. Položenija krivulja izgaranja se postiže višestrukim ili sekvencijalnim ubrizgavanjem na način da se produži vrijeme ubrizgavanja goriva.

Simulacijom dobivena krivulja izgaranja je znatno položienija kod višestrukog ubrizgavanja, a dobila se kombinacijom 2 predubrizgavanja s malom količinom goriva i jednim glavnim ubrizgavanjem s većom količinom goriva. Oba dijagrama su dobivena uzimajući u obzir istu ukupnu količinu dovedenog goriva.

Na slici 6.6 prikazana je brzina promjena tlaka ($dp/d\varphi$) za dotični slučaj. Može se uočiti da je prirast tlaka nakon GMT kod višestrukog ubrizgavanja znatno blaži nego kod jednostrukog.



Slika 6.6. Prikaz brzine promijene tlaka po kutu koljenastog vratila za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano

Da bi se izbjeglo lupanje u motoru uzrokovano detonacijama, porast tlaka po stupnju koljenastog vratila trebao bi ostati u granicama od 2 do 6 [bar/ $^{\circ}$ KV] [18]. Kod simuliranog višestrukog ubrizgavanja brzina porasta tlaka u periodu trajanja izgaranja je manja od 2 [bar/ $^{\circ}$ KV].

U ovome radu simulacijama se istraživalo na desetke slučajeva višestrukog ubrizgavanja kako bi se dobila što bolje preklapanja s krivuljama

izgaranja dobivenih od samog proizvođača motora te kako bi se optimiralo izgaranje. Simulacijom trostrukog ubrizgavanja dobilo se zadovoljavajuće preklapanje stvarnih i izračunatih vrijednosti tlaka.

Simulacijama se može dobiti i drugačiji oblik krivulje ovisno o zadanim kriterijima (slika 6.9). Najvažniji kriteriji su što manja potrošnja goriva uz zadovoljavanje ekoloških normi.

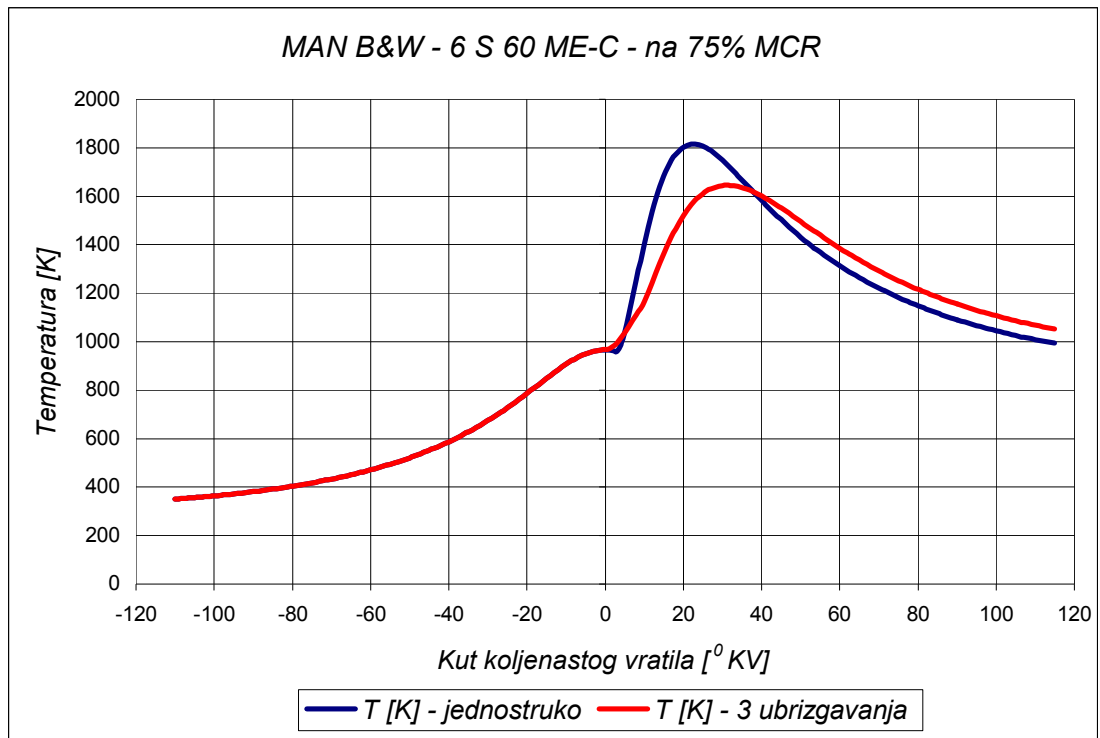
Krivulja izgaranja može biti i strmija čime se postiže veća iskoristivost, ali su veće i temperature što ima direktan utjecaj na stvaranje NO_x-a, kao i tvrđi rad motora.

Blaža krivulja i blaži porast tlaka (manja brzina porasta tlaka) utječe na mekši rad motora, manje su maksimalne temperature izgaranja, ali je veća potrošnja goriva.

U prošlosti kad nisu bile definirane ekološke norme, sporookretni brodski dvotaktni motori imali su podešen početak ubrizgavanja na 10 do 15 stupnjeva prije GMT, tako da su vrijednosti maksimalnog tlaka bile u ili neposredno nakon GMT. Danas se nastoji povećati tlak kompresije radi povećanja iskoristivosti. Kasnijim i produženim izgaranjem kontrolira se maksimalni tlak, a time i maksimalna temperatura, a sve zbog smanjenja emisije NO_x-a. Kao rezultat imamo zadržavanje specifične potrošnje goriva na sadašnjoj razini uz smanjenje emisija NO_x-a i čađe.

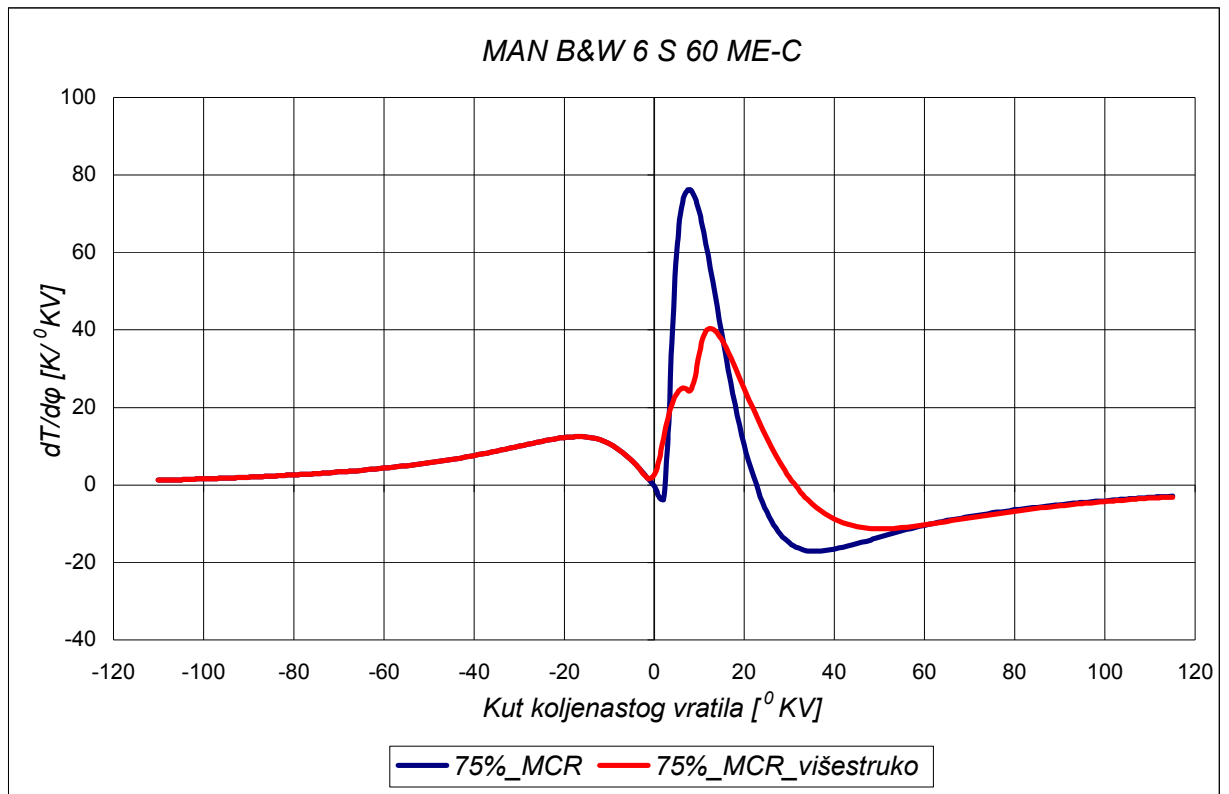
Na slici 6.7 dane su razlike u temperaturama. Vidljivo je kako je kod višestrukog ubrizgavanja temperatura u području najviših vrijednosti 200 -tinjak Kelvina manja, dok je u trenutku otvaranja ispušnog ventila 50 - tak Kelvina viša.

Manje maksimalne temperature izgaranja direktno utječu na smanjenje emisije NO_x-a. Simulacija korištena u ovome radu daje trend utjecaja na emisije ovisan o srednjoj temperaturi. Za utvrđivanje stvarnih, lokalnih područja visokih temperatura, gdje i nastaju dušikovi oksidi, te za analiziranje područja nastajanja čađe, neophodan je višedimenzionalni model uz vrlo složeni model kemijskih reakcija. Također, za precizno modeliranje kemijskih reakcija neophodan je što točniji model teškog goriva, kojeg je vrlo teško unificirati zbog različitih kvaliteta i često nepoznatih kemijskih sastava.



Slika 6.7. Usporedba vrijednosti temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage, kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano

Na slici 6.8 prikazana je brzina promjene temperature za isti motor, što je bolji pokazatelj temperaturnih skokova unutar cilindra tijekom izgaranja. Vidi se da su oni znatno blaži kod višestrukog ubrizgavanja nego kod klasičnog sustava ubrizgavanja.



Slika 6.8. Usporedba brzina promjena temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage, kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano

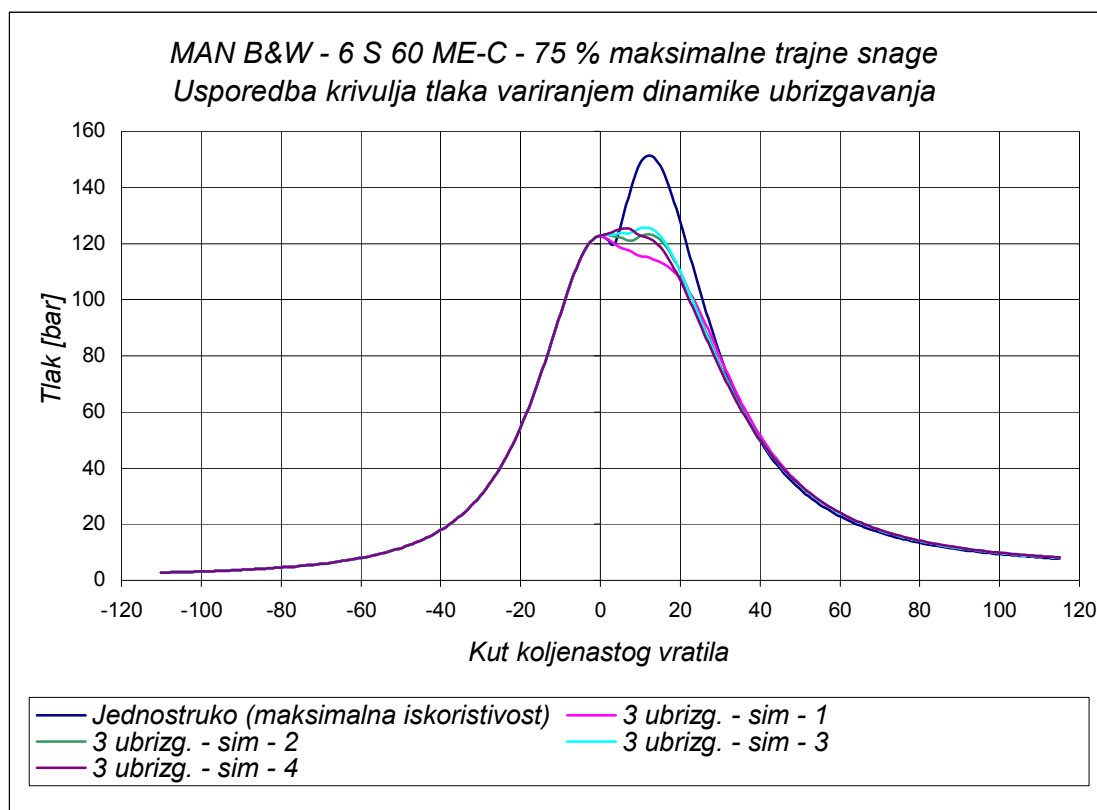
U ovom radu simulacijama se istraživalo i veći broj ubrizgavanja od 3. Pokušalo se i s 10 ubrizgavanja, koliko simulacijski program podržava, ali se uvidjelo da se zadovoljavajući rezultati mogu dobiti s 3 ubrizgavanja. Trostruko ubrizgavanje je odabrano zbog mogućnosti lakše primjene u praksi.

Razloge primjene peterostrukog ubrizgavanja⁴¹ u brzookretnim dizelskim motorima nove generacije (slika 6.1), a dvostrukog ili najviše trostrukog kod sporookretnih brodskih dvotaktnih motora, možemo tražiti u brzini vrtnje i kvaliteti goriva. Naime, brzookretni motori imaju na raspolaganju puno manje vremena za stvaranje smjese, kao i za samo izgaranje, pa se ovakvim načinom ubrizgavanja, uz korištenje visokokvalitetnog goriva manjeg viskoziteta, te visokih tlakova ubrizgavanja⁴², udovoljava zahtjevima raznih međunarodnih i nacionalnih propisa o emisijama NO_x-a, čađe i CO₂.

⁴¹ 2 predubrizgavanja, 1 glavno i 2 post (naknadna) ubrizgavanja.

⁴² Čak do 2000 bara.

U ovome radu istraživalo se sporookretne dvotaktne brodske dizelske motore u kojima se koristi relativno jeftino teško gorivo, a s obzirom na brzinu vrtnje, raspoloživo vrijeme za stvaranje smjese i izgaranje znatno je duže u odnosu na brzookretne dizelske motore. Kod takvih motora 2 ili 3 ubrizgavanja u potpunosti ispunjavaju svoju zadaću, što su pokazali i rezultati simulacija.



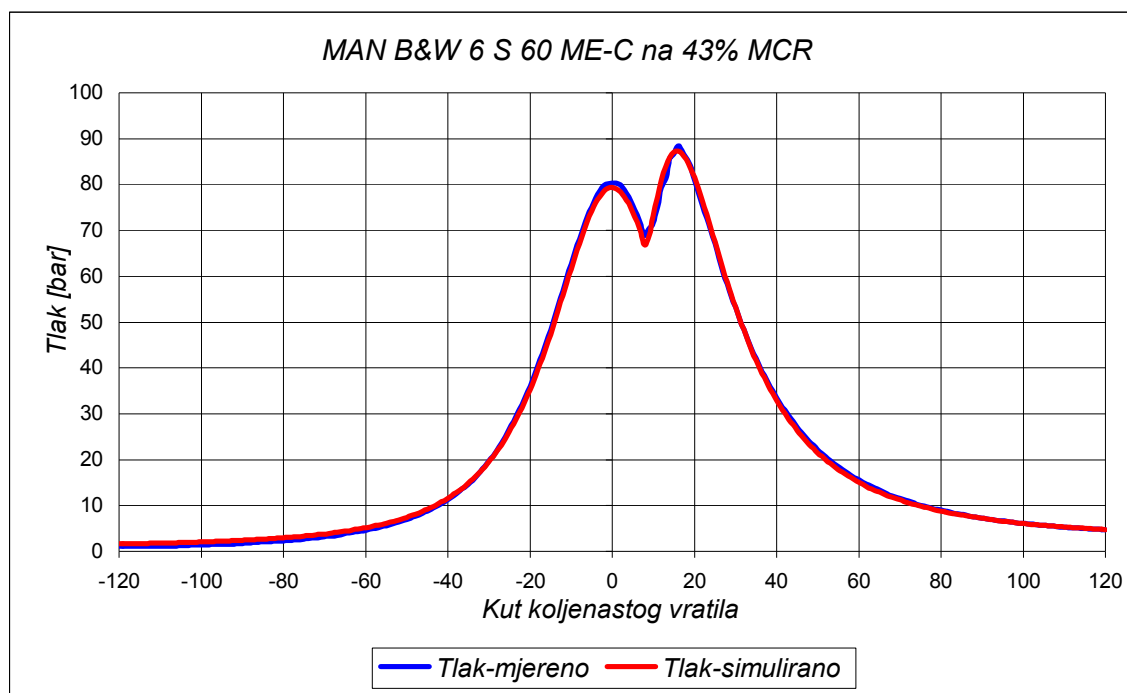
Slika 6.9: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage ovisno o raznim načinima ubrizgavanja

Objašnjenje zašto se u ovom radu, nakon istraživanja s 4, 5 i više ubrizgavanja, odabralo upravo 3 ubrizgavanja, je u samoj praktičnoj primjeni. Naime, višestruko ubrizgavanje kod brzookretnih motora povlači za sobom odgovarajući elektronski sustav - „hardware“, gdje se prvenstveno misli na kontrolnu i upravljačku jedinicu u suradnji s postavnim elementima, čiji je zadatak upravljanje početkom i krajem te količinama ubrizgavanja za svaki radni ciklus motora. Veliki broj ubrizgavanja u kratkom vremenu zahtjeva snažne procesore, kao i vrlo brze postavne elemente⁴³ na koje signali dolaze. Brzina ovih elemenata uvelike ovisi o kvaliteti goriva koje se koristi, a danas je moguća

⁴³ Elektrohidraulički ventili za kontrolu ubrizgavanja i otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila.

primjena peterostrukog ubrizgavanja na dizelskom gorivu i većim okretajima bez većih problema. Na sporookretnim motorima koji rade na teška goriva, ovakva primjena je još uvijek tehnološki ograničena, ali nije niti potrebna.

Na slici 6.10 prikazani su snimljeni i simulirani otvoreni indikatorski dijagrami motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage na tzv. režimu niske emisije NO_x-a. Dijagram izmjerenih vrijednosti tlaka ovisno o kutu KV dobiven je s broda, a analiziran je na isti način kao i prije opisani dijagrami.

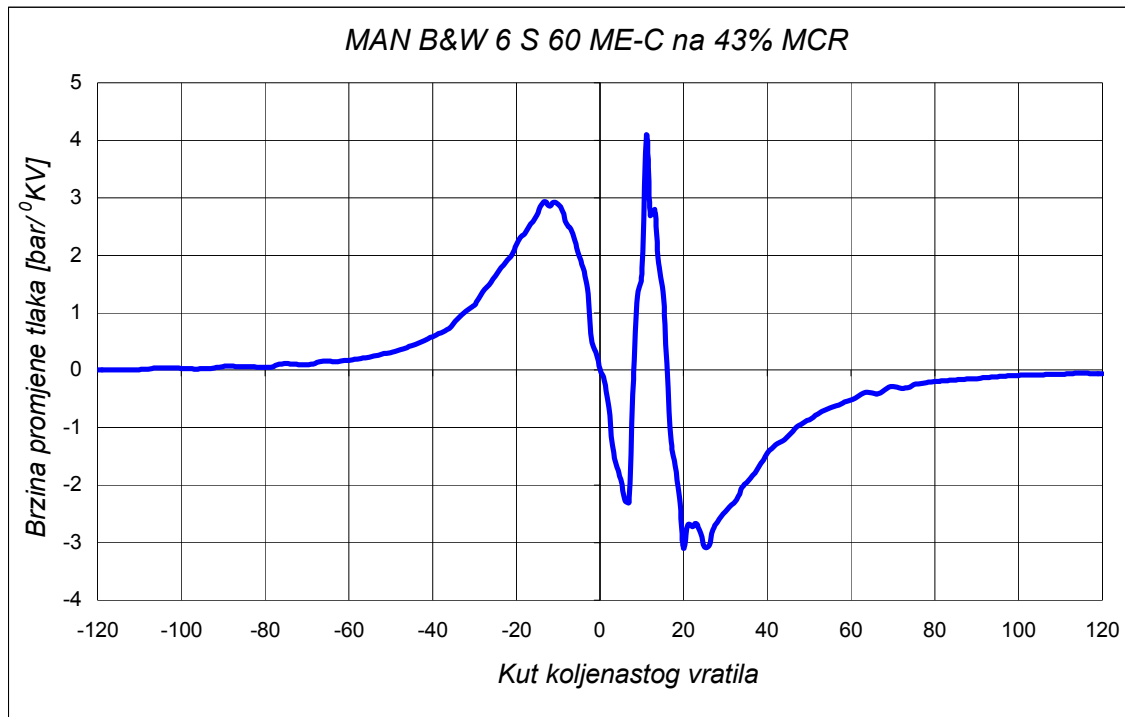


Slika 6.10: Otvoreni indicirani dijagram motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NO_x-a

Iz dijagrama na slici 6.10 vidljivo je kako je, u praksi primjenjivani režim niske emisije NO_x-a, programiran na način da je početak izgaranja pomaknut 5 do 7 °KV iza GMT. Simulacijom se dobilo dobro preklapanje izmjerenih i izračunatih vrijednosti koristeći jednostruko ubrizgavanje. Iz toga slijedi potvrda prije izrečene teze da sporookretni motori u praksi još uvijek ne koriste višestruko ubrizgavanje pa čak i na način koji propagiraju u svojim reklamnim dokumentima, a koji je opisan prije i prikazan na slikama 6.2 i 6.5.

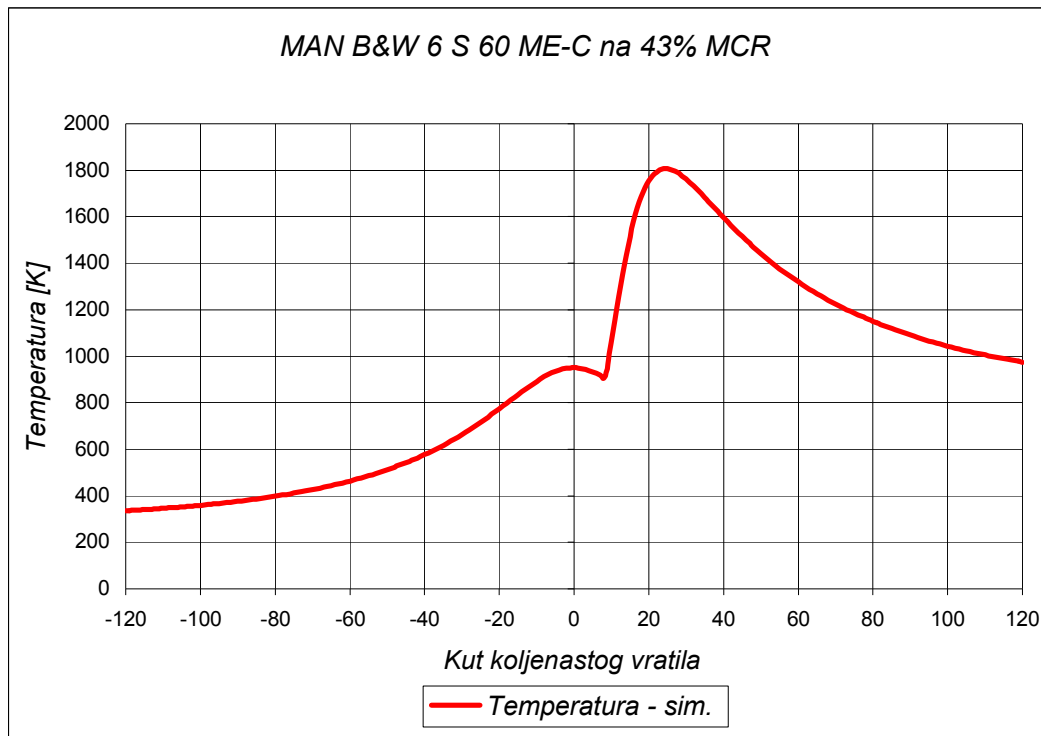
Postoji mogućnost da slični motori na drugim brodovima imaju drugačije programiranu kontrolnu jedinicu i da je profil izgaranja sličan onome za višestruko ubrizgavanje, ali do takvih podataka se nije uspjelo doći.

Dijagrami brzine promjene tlaka, promjene temperature i brzine promjene temperature prikazani su na slikama koje slijede.

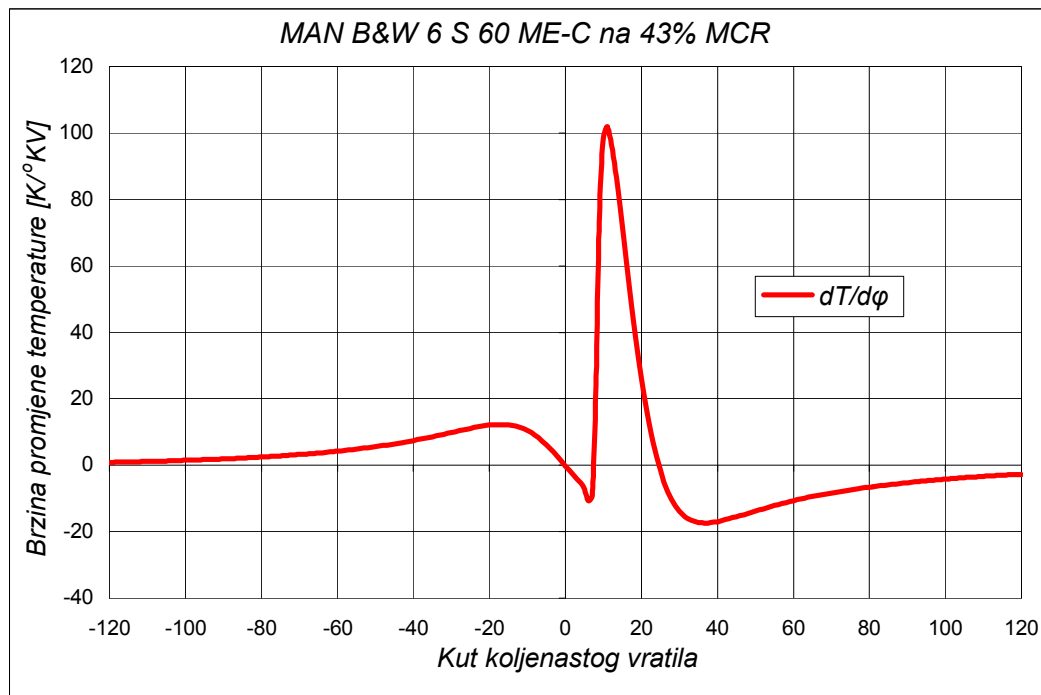


Slika 6.11: Brzina promjene tlaka na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NO_x-a

Usporedbe brzina oslobađanja topline za ovaj slučaj dane su u dodatku 4, a prikazuju aproksimacije Gausovim razdiobama 5., 6., 7. i 8. reda. Korištene su za preliminarno određivanje početka i kraja izgaranja, kao i za izračunavanje ukupno dovedene topline s gorivom.



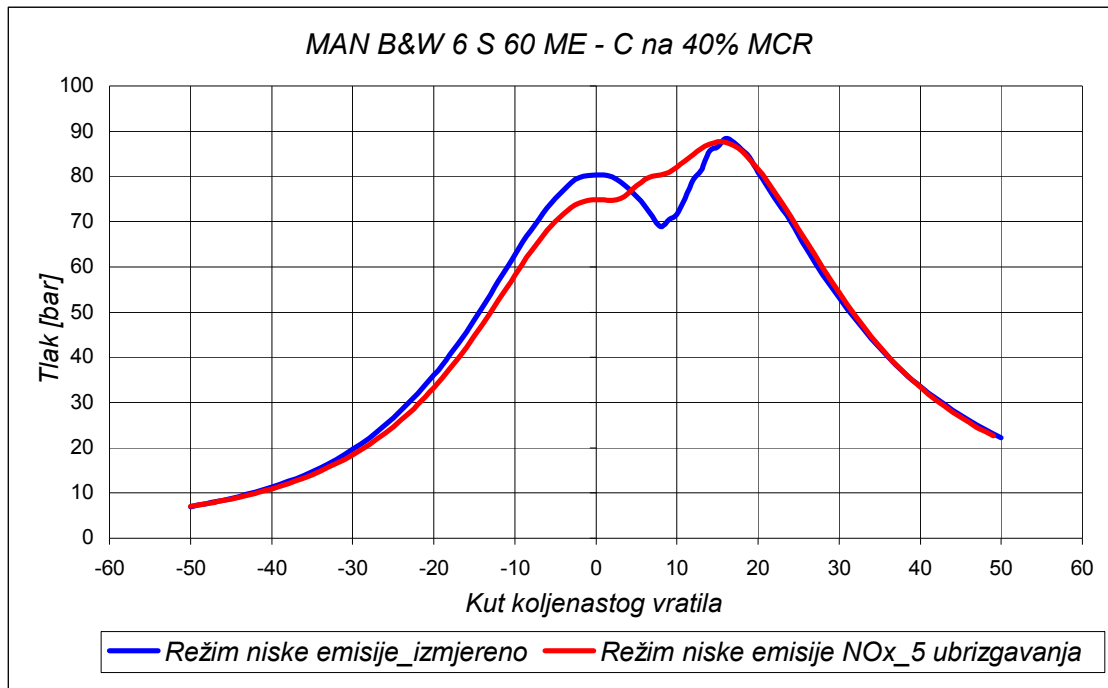
Slika 6.12: Promjena temperature na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NO_x-a



Slika 6.13: Brzina promjene temperature na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – niski režim NO_x-a

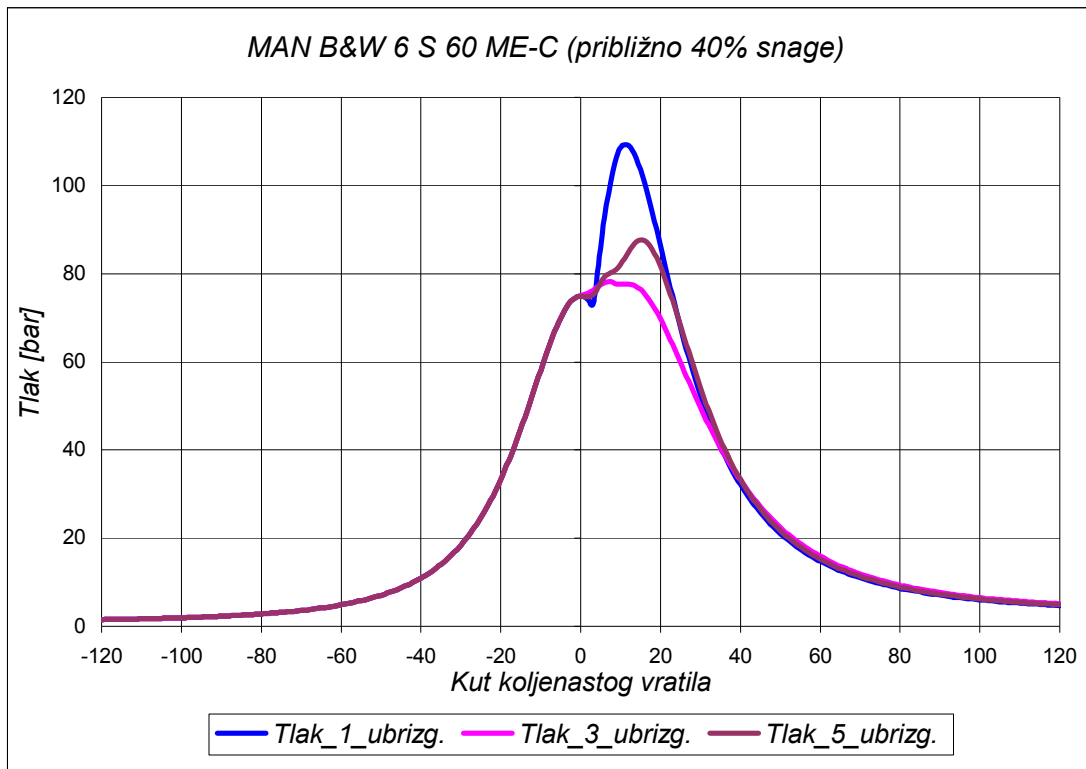
Na slici 6.14 prikazana su dva načina smanjivanja emisije NO_x-a. Jedan je podizanjem tlaka kompresije, a zatim ubrizgavati znatno nakon GMT (stvarni

podaci). Druga je mogućnost ići na manji tlak kompresije, ubrizgavanje početi nešto malo prije GMT, ubrizgati u početku malu količinu goriva te zatim dozirati dovod goriva u cilindar, kako bi se krivulja izgaranja produžila u ekspanziju, kontrolirajući tako maksimalni tlak i temperaturu koja je glavni preduvjet stvaranja dušikovih oksida (simulirani slučaj).

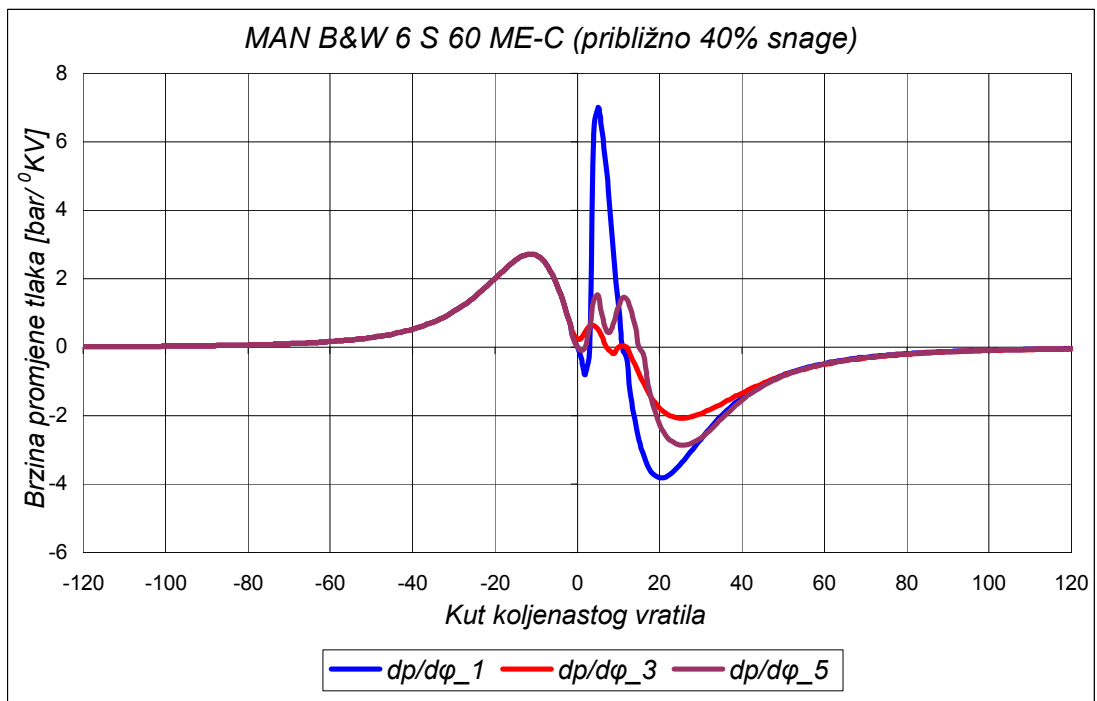


Slika 6.14: Usporedba izmjerenog i simuliranog režima niske emisije NOx-a na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C

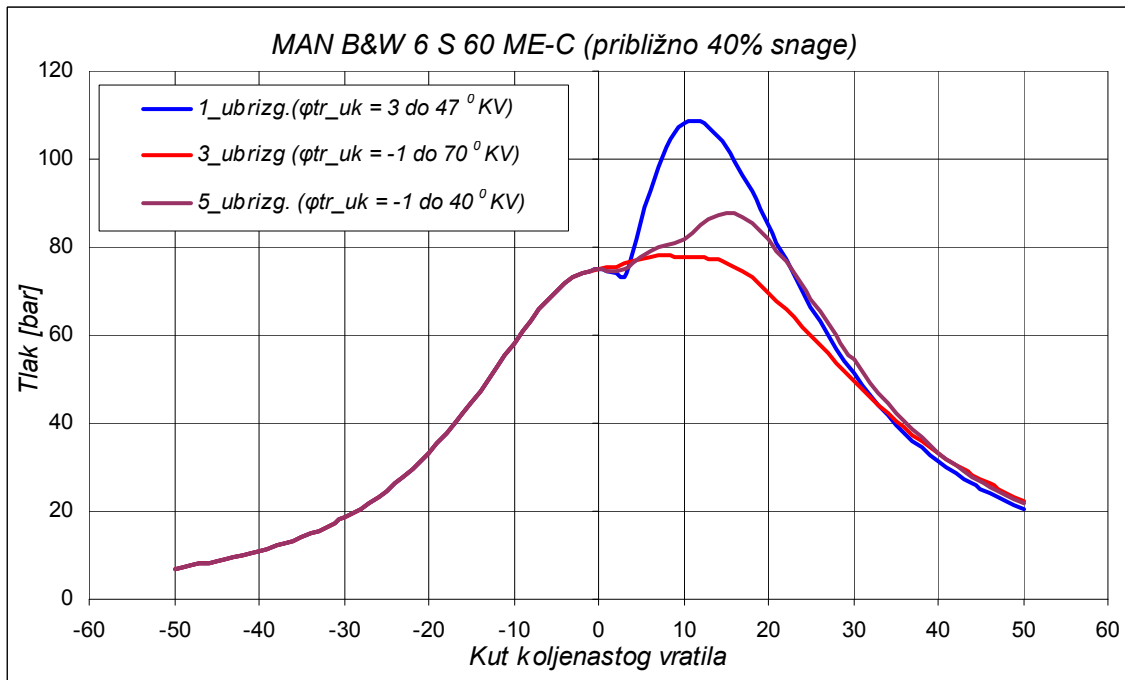
Na slici 6.15 prikazan je oblik krivulja indiciranih tlakova na ispitivanom motoru kod različitog načina ubrizgavanja. Profil krivulje moguće je mijenjati ovisno o željenim rezultatima, kako za ekonomičnost, tako i za niski režim emisije NOx-a. Krivulja jednostrukog ubrizgavanja je najekonomičniji režim rada, dok krivulje s 3 i 5 ubrizgavanja prikazuju promjene tlakova kod režima niske emisije NOx-a. Naravno da je ekonomični režim jednostrukog ubrizgavanja moguće postići i višestrukim ubrizgavanjem uz znatno poboljšanje termičkog stupnja iskoristivosti.



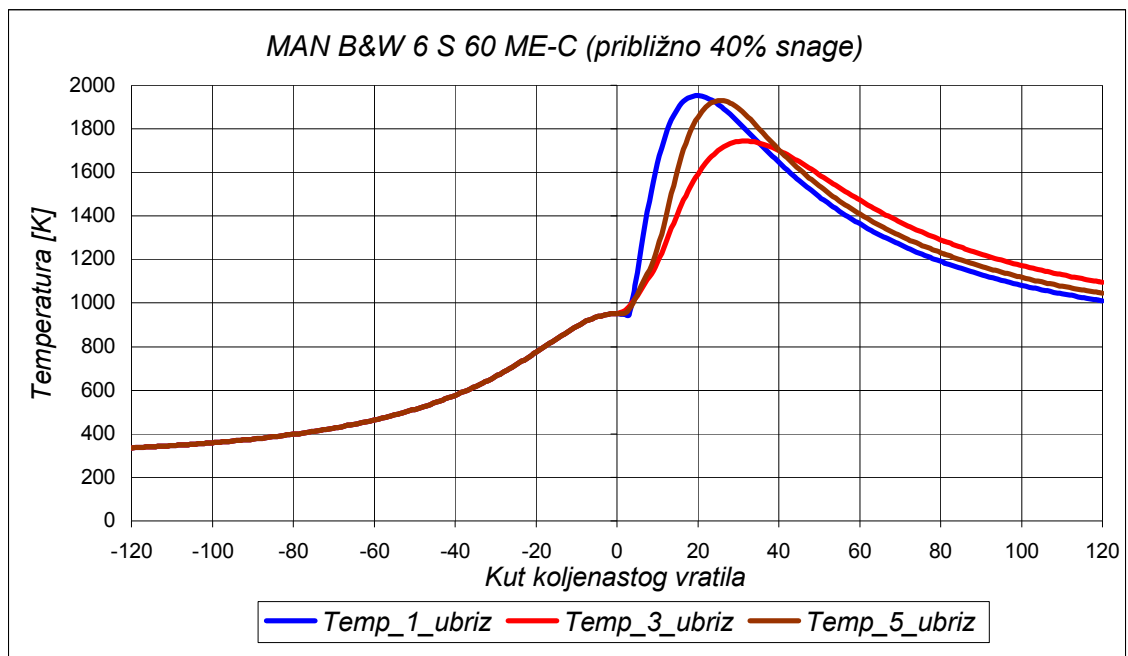
Slika 6.15: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijama različitog broja ubrizgavanja iste količine goriva



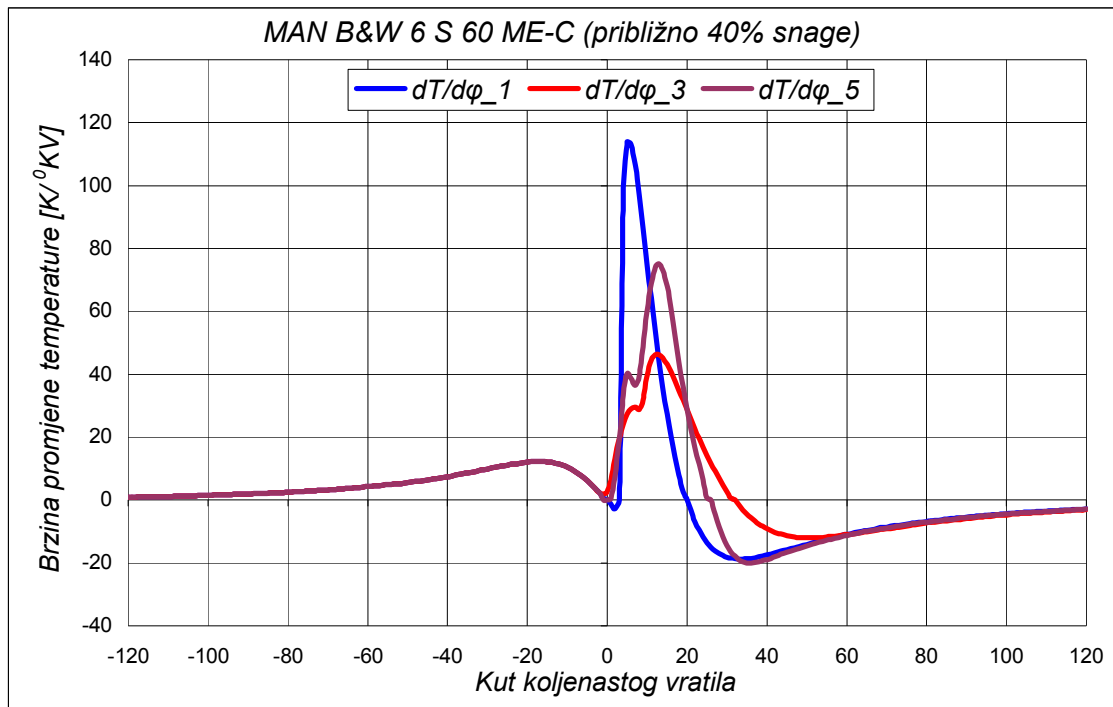
Slika 6.16: Usporedba brzina promjene tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C



Slika 6.17: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijama različitog broja i načina ubrizgavanja (povećano je područje od interesa)



Slika 6.18: Usporedba temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih variranjem broja i načina ubrizgavanja



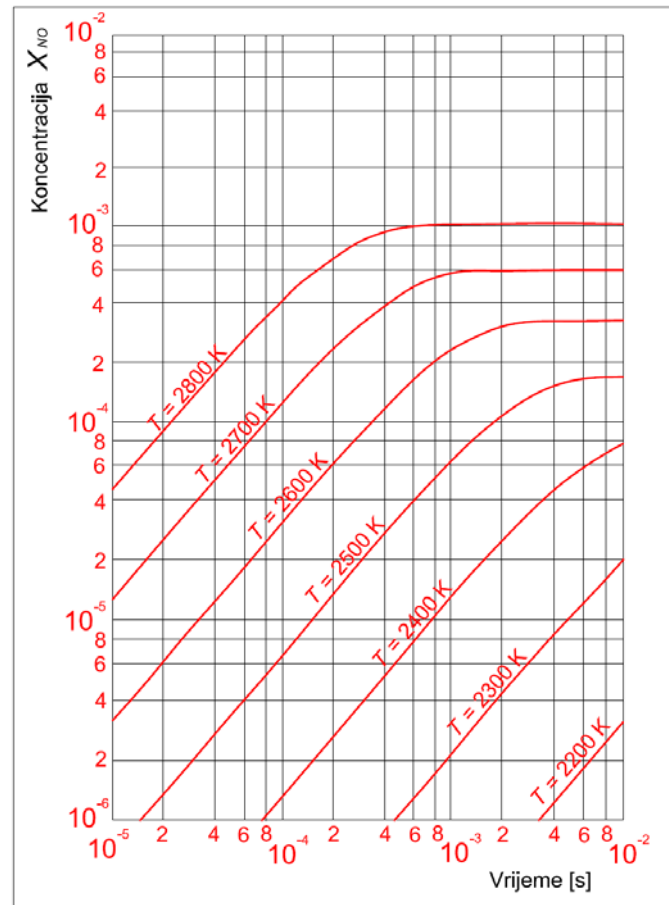
Slika 6.19: Usporedba brzina promjene temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih variranjem broja i načina ubrizgavanja

Tvorba termičkog NO-a, odnosno njegova koncentracija u vremenu [s] obrađivana je u [71], a može se vidjeti na dijagramu slike 6.20. Vidljivo je kako se kemijska ravnoteža za $T = 2500$ [K] postiže tek nakon 10 [ms]. Kod brzookretnih dizelskih motora, ako je brzina vrtnje $n = 1500$ [min^{-1}] i trajanje ubrizgavanja 80 $^{\circ}\text{KV}$, vrijeme zadržavanja u području najvećih temperatura je oko 9 [ms].

Kod spookretnih dizelskih motora, kod brzine vrtnje od 100 [min^{-1}] i trajanja ubrizgavanja od približno 20 $^{\circ}\text{KV}$, vrijeme zadržavanja u području najvećih temperatura je oko 33 [ms]. To vrijeme višestruko premašuje vrijeme potrebno za tvorbu NO-a. Iz istraživanja u ovome radu vidljivo je da su maksimalne srednje temperature kod jednostrukog ubrizgavanja oko 1900 [K], a kod simuliranog višestrukog ubrizgavanja oko 1700 [K]. Na osnovu ovih temperatura može se pretpostaviti da će lokalne maksimalne temperature oko zone plamena biti znatno više od 2000 [K] što uz povoljan lokalni pretičak zraka⁴⁴ te dovoljno vremena, tvore uvjete za tvorbu dušikovih oksida.

⁴⁴ Najnepovoljniji je lokalni pretičak zraka od $\lambda = 1,1$ pri adijabatskim uvjetima [17]. Do $\lambda = 1,1$ tvorba termičkog NO-a raste, a kad je $\lambda > 1,1$ tvorba termičkog NO-a opada.

Istraživanja [72] su pokazala da povišenje temperature izgaranja od 2000 [K] na 2100 [K] učtverostručuje tvorbu termičkog NO-a.

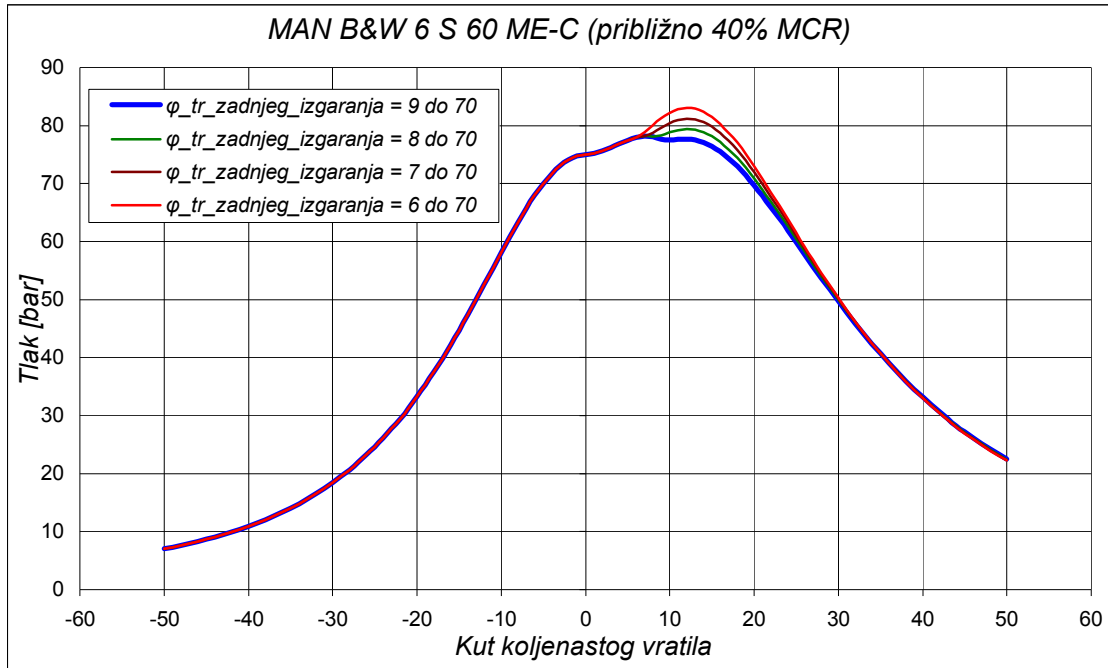


Slika 6.20: Tvorba termičkog NO-a za $p = 140$ [bar], $T = 2200 \div 2800$ [K] i $\lambda = 0.8$ [71]

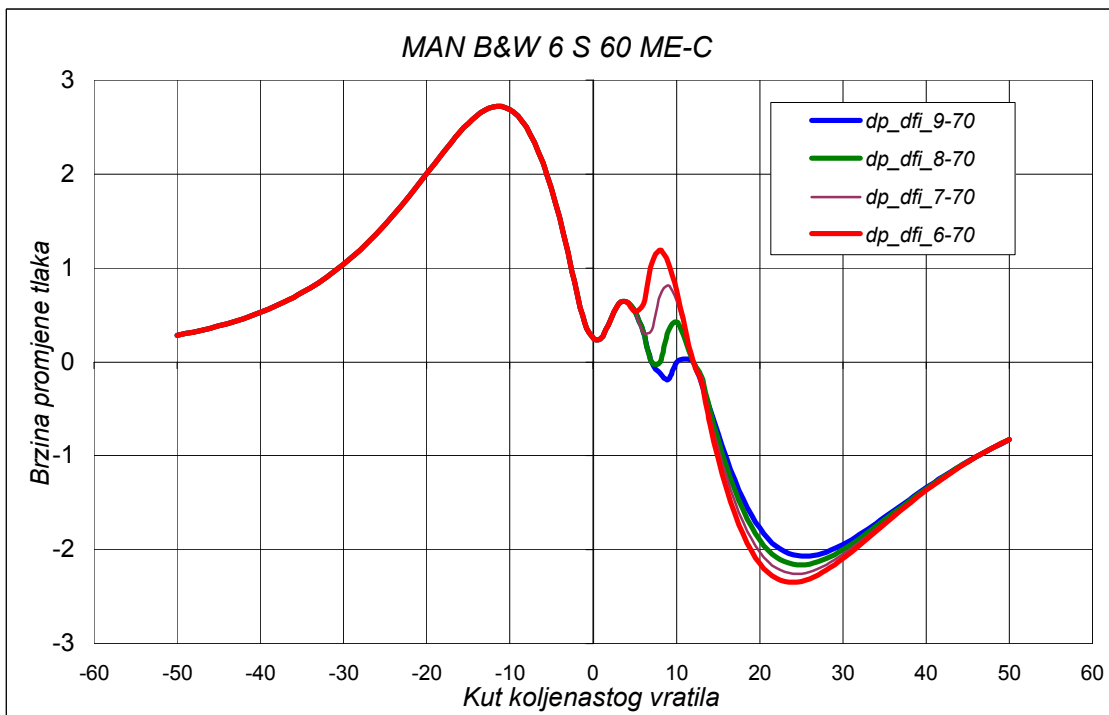
Upravo zbog toga je važno svako pa i najmanje smanjenje maksimalne temperature izgaranja. Ovim radom je pokazano kako je višestrukim ubrizgavanjem moguće smanjiti maksimalnu srednju temperaturu izgaranja za 300 [K], a moguće je i više. To zasigurno utječe i na smanjenje lokalnih maksimalnih temperatura, pa time i na smanjenje tvorbe vrlo štetnih dušičnih oksida.

Na slici 6.21 prikazana je usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijom trostrukog ubrizgavanja uz variranje vremena trajanja zadnjeg izgaranja. Prvo i drugo izgaranje ostalo je nepromijenjeno. Vidljivo je kako pomicanjem početka izgaranja za po jedan stupanj KV unaprijed (prije GMT), lagano povećavamo maksimalni tlak. Tako se povećava maksimalna temperatura izgaranja, odnosno povećavamo termičku

iskoristivost tj. smanjujemo potrošnju goriva.povećava mogućnost nastajanja NOx-a. Prednost je što na taj način Motor treba podesiti da udovoljava ekološkim normama uz maksimalnu iskoristivost.



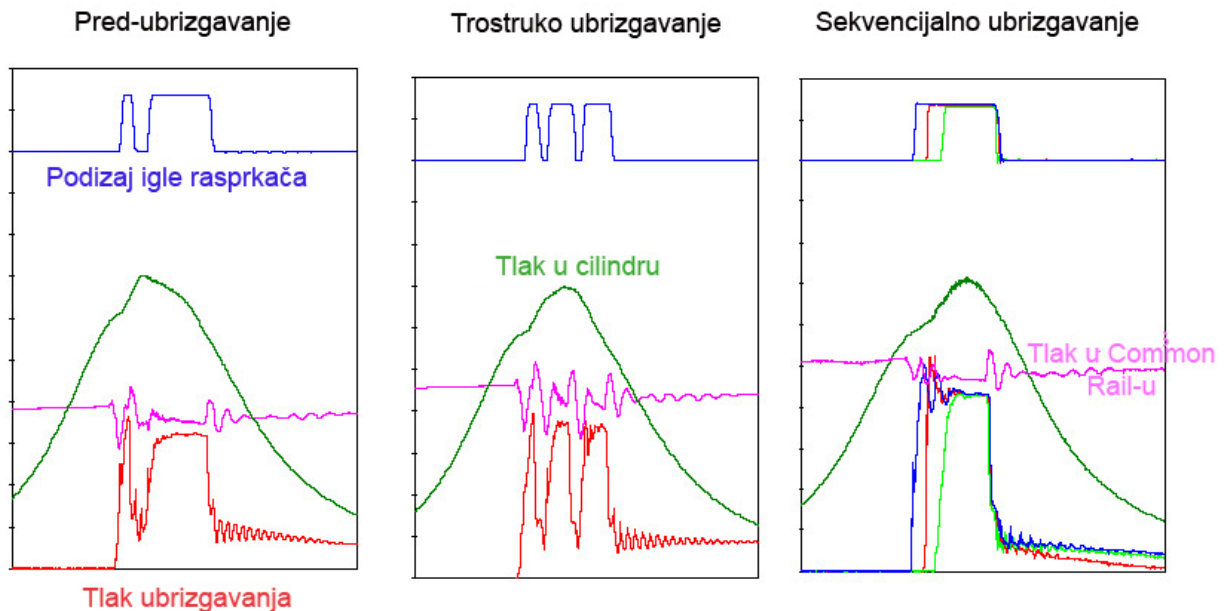
Slika 6.21: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijom trostrukog ubrizgavanja te variranjem zadnjeg trajanja izgaranja



Slika 6.22: Usporedba brzina promjene tlaka na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijom trostrukog ubrizgavanja te variranjem zadnjeg trajanja izgaranja

Iz slike 6.21, a naročito iz slike 6.22 vidi se kako motor s podešenim zadnjim izgaranjem od 9 °KV do 70 °KV ima najmanje brzine promjene tlaka. Samim time su i maksimalne temperature najmanje. Za zaključiti je da će takav način izgaranja pridonijeti i najmanjoj emisiji NO_x-a. Najveću iskoristivost ima motor s podešenim izgaranjem od 6 do 70 °KV (crvena krivulja).

Za motor tipa Wärtsilä RT Flex treba naglasiti da se nije uspjelo doći do stvarnih podataka tlaka za režim niske emisije NO_x-a. Proizvođač u reklamnim materijalima daje profile oblika kao na na slici 6.23. S obzirom na sustav ubrizgavanja koji se primjenjuje na ovom tipu motora da se zaključiti da ima još veće mogućnosti ubrizgavanja nego motori tipa MAN B&W serije ME, pa tako ne bi trebalo biti problema niti oko formiranja profila $p-\varphi$ dijagrama.



Slika 6.23: Prikaz ovisnosti podizaja igle elementa rasprskavača o tlaku goriva, te usporedba raznih oblika $p-\varphi$ dijagrama, ovisno o načinu ubrizgavanja na motorima tipa Wärtsilä RT Flex [50]

Na slici 6.23 vidi se izuzetna fleksibilnost sustava ubrizgavanja kod motora tipa Wärtsilä RT Flex. U odnosu na MAN B&W ME seriju, na ovim motorima moguće je odvojeno upravljati radom svakog pojedinog rasprskavača čime se omogućuje njihov sekvencijalni rad. Ovakav način ubrizgavanja naročito dolazi do izražaja na niskim opterećenjima kada se rasprskavači otvaraju naizmjenice u smjeru vrtloženja struje ispirnog zraka čime se postiže bezdimni rad i uravnoteženije temperaturno opterećenje. Na većim opterećenjima

rasprskaci ne moraju otvarati istovremeno, već s uzajamnom zadržkom, čime se također postiže kvalitetnije izgaranje, odnosno sličan efekt kao kod višestrukog ubrizgavanja.

Također se može primijetiti da nema veće razlike između 2. i 3. otvorenog indiciranog dijagrama, odnosno između trostrukog i sekvencijalnog ubrizgavanja. Oba načina su vrlo kvalitetna i njima se smanjuje tvorba NO_x-a znatno ispod propisane granice. Motori tipa MAN B&W serije ME nemaju mogućnost sekvencijalnog ubrizgavanja budući da se rasprskacima ne može odvojeno upravljati. Ovi tipovi motora mogu postići slične profile izgaranja, ali imaju manju fleksibilnost u odnosu na motore tipa Wärtsilä RT Flex.

S oba načina ubrizgavanja moguće je primijeniti rezultate dobivene istraživanjem u ovom radu.

Postavni elementi na sporookretnim brodskim dizelskim motorima koji koriste nekvalitetno teško gorivo, predstavljaju najveći problem kod praktičkog rješavanja problema višestrukog ubrizgavanja. Praksa je pokazala da je najveći broj problema bio uzrokovan upravo njima. Kašnjenje odziva ili presporo otvaranje nije bilo uzrokovano kašnjenjem ili neodgovarajućim signalom s elektronske kontrolne jedinice, lošeg signala sa senzora ili neispravnim rasprskacem već upravo mehaničko-hidrauličkim problemima koji su većim dijelom riješeni podizanjem tlaka upravljačkog ulja s početnih 200 na sadašnjih 300 [bar] ili manjim preinakama tog istog sustava.

7. ZAKLJUČAK

Modeliranje procesa u MSUI je vrlo složen proces koji obuhvaća veliki broj parametara koji se mijenjaju u vremenu i prostoru, a u međusobnoj su ovisnosti. Ne postoji model koji ne aproksimira ili ne fiksira neke od tih parametara u svrhu pojednostavljenja procesa modeliranja. U ovom radu obuhvaćen je jedan mali, ali najvažniji segment procesa u motorima, a to je proces kompresije, izgaranja i ekspanzije.

Model je napravljen po teoriji opisanoj u radu, te na osnovu izmjerenih podataka tlaka i ostalih važnijih parametara ispitivanih motora na probnom stolu, probnoj vožnji i eksploataciji. Prvenstveno su se analizirali otvoreni indikatorski dijagrami, koji su i glavni pokazatelj dobroga rada motora.

Otvoreni indikatorski dijagrami su se koristili prvenstveno za određivanje zakona oslobađanja topline, iz kojega su se izvlačili vrijedni podaci potrebni za rad glavnog simulacijskog modela, te kasnije za usporedbu s podacima dobivenim simulacijom, tj. za validaciju modela.

Tijekom istraživanja napravljen je veliki broj simulacija jednostrukog i višestrukog ubrizgavanja na svim ispitivanim motorima. Dobiveni parametri su se temeljili na metodama pokušaja i pogreške. Neke je parametre bilo moguće odrediti primjenom programa Matlab, a neke je bilo potrebno fiksirati. Kada se utvrdilo da rezultati simulacija sa zadovoljavajućom točnošću prezentiraju stvarna stanja, napravljene su simulacije izvan tog radnog područja. Variralo se početke i krajeve izgaranja (ubrizgavanja), kvalitetu goriva, pretičke zraka, koeficijente forme Vibe funkcije te se došlo do slijedećih zaključaka:

1. Za ispitivane motore jednostruka Vibe funkcija sa zadovoljavajućom točnošću prezentira stvarni tijek izgaranja.

2. Jedna od funkcija koja gotovo u potpunosti prezentira zakon oslobađanja topline je Fourrierova funkcija 8. reda, ali je njezina primjena u praksi, za višestruko ubrizgavanje u najmanju ruku upitna. Za jednostruko ubrizgavanje može se primijeniti zbog samo dva potrebna podatka - početak i kraj ubrizgavanja. Kod trostrukog ubrizgavanja, koje se u radu simuliralo, gdje su potrebna tri početka i tri kraja, njezina primjena je nekorisna zbog toga što

nam ne daje podatke za početke i završetke svakog pojedinog izgaranja. Ti su podaci potrebni za kasniju primjenu u praksi, a u svrhu preliminarnog podešavanja motora, odnosno programske podrške koja kontrolira ubrizgavanje. Fourierov red «samo» rekonstruira zakon izgaranja na osnovu velikog broja parametara koji definiraju jednu takvu funkciju, ali su praktički neupotrebljivi. Njezinu primjenu nalazimo prvenstveno u dobivanju numeričkih vrijednosti o ukupno dovedenoj toplini, o trendu pretvorbe kemijske energije goriva u toplinu i sl., što se kasnije može upotrijebiti u stvaranju novih modela.

3. Simulacijama višestrukog ubrizgavanja uspjelo se dobiti p - φ dijagram vrlo sličan onome kojeg daju sami proizvođači motora. Kako su stvarni podaci o ubrizgavanju za jedan takav režim nepoznati, u radu je prezentiran profil i vrsta višestrukog ubrizgavanja s obzirom na nisku emisiju NO_x-a. Podaci dostupni od samog proizvođača pokazuju da se takav profil dobiva posebnim načinom jednostrukog ubrizgavanja djelovanjem na stupanj i vrijeme otvorenosti dobavnog ventila goriva. Time se kontrolira količina i profil ubrizgavanja što ima direktan utjecaj na profil izgaranja.

Također se pokazalo da kod sporookretnih motora višestruko ubrizgavanje za optimalni režim (najmanju potrošnju goriva) nema smisla, jer se isti postiže vrlo jednostavno jednostrukim ubrizgavanjem.

Simulacijskim modelom moguće je iz željenog otvorenog indikatorskog dijagrama rekonstruirati način ubrizgavanja što bi moglo pomoći kod početnog podešavanja motora. Finalno podešavanje ipak treba izvršiti u radu motora, ispitivanjem na cijelom području snage, što s današnjim sustavima kontrole ubrizgavanja nije problem.

4. Simulacijama su se također potvrdile postavke kako trend srednje, trenutne maksimalne temperature u cilindru uvelike ovisi o načinu ubrizgavanja. Maksimalna temperatura je glavni čimbenik koji utječe na tvorbu NO_x-a, pa se iz takvih dijagrama lako zaključuje zašto upravo dijagram višestrukog trostrukog ubrizgavanja nazivamo režim niske emisije NO_x-a. Za preciznu simulaciju lokalnih temperatura u cilindru potreban je višedimenzionalni model.

Istraživanjima se došlo i do ideje o primjeni više od 2 ili 3 rasprskavača po cilindru, ali to je potrebno dodatno istražiti i može biti predmetom daljnjih istraživanja. Naime ideja je da bi se takvim rješenjem gorivo bolje raspodijelilo po cilindru koji je u odnosu na male vozilske motore vrlo velik, a upravo je pravilna i ravnomjerna raspodjela mlaza po cilindru jedan od problema kod ispitivanih tipova motora. Kad bi se još uspjelo postići unificiranje rasprskavača glavnog motora s pomoćnim motorima, smanjilo bi se troškove rezervnih dijelova i povećala sigurnost. Sama sigurnost u radu bila bi veća zbog veće zalihosti uz, po mišljenju autora, neznatno povećanje složenosti sustava ubrizgavanja.

5. Pomicanjem ubrizgavanja prije GMT znatno se podiže maksimalni tlak u cilindru, a time i temperatura što povećava iskoristivost, smanjuje potrošnju, ali povećava maksimalnu temperaturu koja utječe na tvorbu štetnih dušikovih oksida. Poznato je da tvorba dušikovih oksida ovisi i o kemijskim reakcijama, ali to u ovom radu nije obrađivano i može biti predmetom daljnjeg istraživanja. Također treba još jednom naglasiti da se dušikovi oksidi stvaraju lokalno i ovisni su o lokalnoj raspodijeli temperatura, kao i o lokalnom pretičku zraka, dok je u radu izračunavana srednja maksimalna temperatura. Lokalno, po prostoru cilindra, vrijednosti te temperature odstupaju od srednje vrijednosti, pa tako negdje nema dušikovih oksida, a negdje nastaju znatno. Plinovi u cilindru se tijekom ekspanzije izmiješaju i na kraju završe u atmosferu.

Pomicanjem ubrizgavanja prije GMT raste i brzina promijene tlaka, što pojačava lupanje u motoru, ali su temperature ispušnih plinova u trenutku otvaranja ispušnog ventila znatno niže.

6. Kod kasnijeg ubrizgavanja rezultati simulacija su obrnuti onima za ranije ubrizgavanje, odnosno manji je maksimalni tlak, manja maksimalna srednja temperatura (manja mogućnost nastajanja NO_x-a), veća temperatura ispušnih plinova u trenutku otvaranja ispušnog ventila. Veća temperatura u trenutku otvaranja ispušnog ventila je štetna u pogledu temperaturnog opterećenja materijala koji je s njom u doticaju, ali je pogodnija s gledišta veće entalpije koja se dovodi na turbopuhalo. Rezultat je veća snaga na turbopuhalu, što povećava tlak ispirnog zraka, time i dovod veće količine zraka u motor, pa je i

tlak na kraju kompresije veći, što povećava iskoristivost odnosno smanjuje potrošnju. Ovaj se efekt dodatno povećava promjenjivim otvaranjem i zatvaranjem ispušnog ventila kao i primjenom novih generacija turbo-puhala s varijabilnom geometrijom statorskih lopatica. Ovakav režim ima moguću primjenu kod tankera koji u navigaciji troše veliku količinu pare za grijanje tereta. Povećanjem temperatura ispušnih plinova, što je moguće i kod nižih, ekonomičnijih režima rada motora, povećava se proizvodnja pare preko generatora pare na ispušne plinove (utilizatora). U protivnom, kad količina ispušnih plinova nije dovoljna, potrebno je držati u radu pomoćni - loženi generator pare, što smanjuje ekonomičnost postrojenja.

Na motoru treba pronaći optimum koji daje najveću iskoristivost uz zadovoljavanje ekoloških normi, a da temperaturna opterećenja materijala ostanu u dozvoljenim granicama. Prošlost je pokazala, a to vjerojatno nosi i budućnost, da razvoj novih materijala konstantno pomiče ove granice.

7. Kod četverotaktnih brzookretnih dizelskih motora kopnenih vozila, brodica i jahti, višestruko ubrizgavanje je postalo nezamjenjivo. Razlog je prije svega u posljedicama koje nosi njihova brzina vrtnje, kvalitetnije gorivo, područja primjene, izgaranje čestica čađe u katalizatoru i sl., o čemu je bilo govora u radu.

Na osnovi rezultata dobivenih simulacijama te iskustva u plovidbi na brodovima s motorima s jednostrukim ubrizgavanjem, proizlazi teza da je korištenje višestrukog ubrizgavanja na dvotaktnim sporookretnim brodskim motorima koji najčešće rade u stacionarnom režimu rada, u najmanju ruku upitno. Ovu tezu treba potkrijepiti činjenicom da i danas ovi motori rade s jednostrukim ubrizgavanjem i u potpunosti zadovoljavaju sadašnje i nadolazeće ekološke norme.

Korištenjem višestrukog ubrizgavanja na motorima koji često rade u nestacionarnim režimima - prijelaznim režimima (brodovi s puno manevra, generatori, vozilski motori i sl.) ima velike prednosti. Ovo treba potkrijepiti objašnjenjem kako takvi motori zahtijevaju konstantno optimiranje u radu, što je s klasičnim, mehaničkim načinom ubrizgavanja nemoguće. Optimiranje u radu u

slučaju brodskog pogona znači prilagođavanje otporu broda, odnosno trenutnoj potrebi za snagom te željenim emisijama NO_x-a i čađe. Brodu koji naiđe na nevrijeme, pojačanu struju u pramac ili krmu, led i sl. povećava se ili smanjuje otpor. Ovo je vrlo izraženo upravo kod manevra, kad se opterećenje stalno mijenja. Tada motori novije generacije, koji imaju fleksibilnost optimiranja ubrizgavanja - izgaranja, bez diranja mehaničkih komponenti, imaju prioritet i mogu ostvariti značajne uštede brodaru, kako u potrošnji goriva i ulja, tako i u dijelovima motora koji dulje traju zbog boljeg rada motora. Tu ne treba zanemariti i promjenjivu optimalnu brzinu broda koja utječe na krajnju dobit, a često se mijenja i prilagođava tržištu. Motor se u startu optimira na radnu točku prema projektiranoj putnoj brzini, a koja se s vremenom, s obzirom na stanje tržišta, može promijeniti

8. Simulacijski model može poslužiti za brže preliminarno (grubo) podešavanje motora, te kao alat u obuci strojarskog kadra, u cilju boljeg shvaćanja problema izgaranja u motorima, interpretaciji indikatorskih dijagrama i dijagnostici kvarova.

POPIS LITERATURE

- [1] **Mikuličić, M.:** *Motori 1*, Školska knjiga, Zagreb, 1976.
- [2] **Jankov, R.:** *Matematičko modeliranje strujno-termodinamskih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora*, Naučna knjiga, Beograd, 1984, I/II dio.
- [3] **Šretner, J.:** *Brodski motori s unutrašnjim izgaranjem*, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1970.
- [4] **Benson, R. S.:** *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, Volume I, Clarendon Press, 1982.
- [5] **Benson, R. S.:** *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines*, Volume II, Clarendon Press, 1986.
- [6] **Ramos, J. I.:** *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [7] **Mollenhauer, K.:** *Handbuch Dieselmotoren*, Berlin, 2001.
- [8] **Heywood, J. B.:** *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1989.
- [9] **Weaving, J. H.:** *Internal Combustion Engineering, Science & Technology*, Elsevier Science Publishing Co., Inc., New York, 1990.
- [10] **Sitkei, G.:** *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*, Springer Verlag, Berlin, 1964.
- [11] **Pflaum, W., Mollenhauer, K.:** *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, List-Pishinger – Die Verbrennungskraftmaschine, Band 3, Springer-Verlag, Wien, New York, 1977.
- [12] **Woschni, G.:** Die Berechtung der Wandverluste und thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ 31 (1970) 12, 491-499.
- [13] **Naumann, T.:** *Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren*, Technische Universität Berlin, 2002.
- [14] **Hohenberg, G.:** *Advanced Approaches for Heat Transfer Calculation*, SAE Paper 790825, 1979.
- [15] **Medica, V.:** *Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizel motora s prednabijanjem kod pogona električnog generatora*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1988.

- [16] **Račić, N.:** *Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 2008.
- [17] **Škifić, N.:** *Analiza utjecajnih parametara opreme na značajke dizelskog motora*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 2003.
- [18] **Radica, G.:** *Ekspertni sustav za dijagnostiku stanja i optimiranje rada brodskog Diesellovog motora*, Doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [19] **Mrakovčić, T.:** *Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 2003.
- [20] **Kim, Chung-Gong:** *A Crank Angle Resolved CIDI Engine Combustion Model with Arbitrary Fuel Injection for Control Purpose*, Dissertation, The Ohio State University, 2004.
- [21] **Boy, P.:** *Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren*, Dissertation, Universität Hannover, 1980.
- [22] **Beineke, E.:** *Rechnerische Untersuchung der Ein-und Zweistufigen Abgasturboaufladung Mittelschnellaufender Viertaktdieselmotoren*, Dissertation, TU Braunschweig, 1975.
- [23] **Oberg, H. J.:** *Die darstellung des brennverlaufes eines schnellaufenden dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe funktionen*, Dissertation, TU Braunschweig, 1976.
- [24] **Xiros, N.:** *Robust Control of diesel Ship Propulsion*, Springer-Verlag, London Limited, Great Britain, 2002.
- [25] **Rau, B.:** *Versuche zur Thermodynamik und Gemischbildung beim kaltstart eines Direkteinspritzenden Viertakt Dieselmotor*, Dissertation, Universität Hannover, 1975.
- [26] **Streit, E., Borman, G. L.:** *Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two Stroke Diesel Engine*, SAE Paper 710176, 1971.
- [27] **Barba, C., Burckhardt, C., Boulouchos, K., Bargende, M.:** *Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common Rail - Dieselmotoren*, MTZ 4, (1999), 262-270
- [28] **Heywood, J., B.:** *Engine Combustion modelling - An Overview, Symposium on Combustion Modelling*, GMC REsearch Labs., 1980 (113).

- [29] **Boulochos, K., Papadopulos, S.:** *Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes*, MTZ 45 (1984.) 1, 21-26 (144).
- [30] **Woschni, G., Anisits, F.:** *Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brenverlaufes mittelschnellaufender dieselmotoren bei geänderten betriebsbedingungen*, MTZ 34, (1974) 4, p.106-115.
- [31] **Löhner, K., Döhring, E., Chore, G.:** *Temperaturschwingungen an der Innenwand von Verbrennungskraftmaschinen*, MTZ, Nr. 12, 1956.
- [32] **Betz, A., Woschni, G.:** *Umsetzungsgrad und Brennverlauf Aufgeladener Dieselmotoren im Instationären Betrieb*, MTZ 47 (1986) 7/8, p.263-267.
- [33] **Grohe, H.:** *Otto und Dieselmotoren, Arbeitweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt und Viertakt Motoren*, Vogel Verlag, 6. Auflage, Würzburg, 1982.
- [34] **Hopkins, B.:** *The charging of two cycle internal combustion engines*, Trans. NE Coast Inst. Engineers, Vol. 30, 1914.
- [35] **Blair, G.P.:** *Design and simulation of two-stroke engines*, SAE Publishing, Warrendale, 1996.
- [36] **Sher, E., Harari, R. A.:** *A simple and realistic model for the scavenging process in a Cranckcased Scavenged two-stroke cycle engine*, J. of power and energy, Vol 205, 1991.
- [37] **Dang, D., Wallace, F.J.:** *Some single zone scavenging models for two-stroke engines*, Int. J. Mech. Sci., Vol. 34, 8 1992.
- [38] **Yano, T., Nagata, B.:** *Studie über Pumpenerscheinungen im Luft- und Ladesystemen von Aufgeladenen Dieselmotoren*, MTZ 34 (1973) 11, p.391-392.
- [39] **Kochanowski, H.A., Thiele, E.:** *Motorreibung Ermittlung und Erfassung der Mechanischen Verluste in Verbrennungsmotoren*, Vorhaben Nr. 133 nd 176 FVV 1. Teilabschlussbericht 1977.
- [40] **Bošnjaković, F.:** *Nauka o toplini II, IV izdanje*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.
- [41] **Benson, R. S., Ledger, J. D., Whitehouse, N. D.:** *Dynamic Modeling of a Turbocharged Diesel Engine*, J. of Mech. Eng., 1-12, 1973.
- [42] **Vogel, W.:** *Simulation von Einspritzvorgängen auf einem digitalen Kleinrechner*, MTZ 35, (1974), 9, 282-286.
- [43] **Woschni, G.:** *Einfluß von Rußablagerungen auf den Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und Wand im Dieselmotor*, in proceedings to „Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors“, Graz 1991.

- [44] **Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, Otto, G. F.:** *Simulating Combustion*, Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [45] **Medica, V.:** *Prilog određivanju zakona oslobađanja topline iz izmjerenog indikatorskog dijagrama*, Zbornik Tehničkog fakulteta Rijeka 9 (1988) 69-78.
- [46] **Schreiner, K.:** *Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei Hochleistungsdieselmotoren*, MTZ 54, (1993), 554 – 563.
- [47] **Vibe, I. I.:** *Brennverlauf und Kreissprozess von Verbrennungsmotoren*, WEB Verlag Technik, Berlin 1970.
- [48] **Mohlenkamp, H.:** *Zur Genauigkeit der Brenngesetzrechnung eines Dieselmotors mit nichtuntertellten Brenraum*, MTZ 31, (1976), 7/8, 285-291.
- [49] **Xiros, N.I., Kyrtatos, N.P.:** *Marine Engine Control Schedules Based on Propeller Torque Demand Prediction*, 12th Ship Control System Symposium, The Hague, Netherlands, October 19-21, 1999.
- [50] **Bernečić, D.:** *Analiza suvremenih sistema ubrizgavanja i sistema upravljanja ispušnim ventilom na sporohodnim brodskim motorima*, Magistarski rad, Pomorski fakultet u Rijeci, Rijeka 2005.
- [51] **Hasselgruber, H.:** *Verallgemeinerte Berechnung des stationären Ladungswechsel von Verbrennungskraftmaschinen*, Forschung Ing. Wes. Nr. 5, 1961.
- [52] **Wallace, F.J.:** *Vergleich des Gleichdruck – und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboufladung von Dieselmotoren mit hohen Aufladerdruck*, MTZ, Nr. 5, 1964.
- [53] **Simson, A.E.:** *Gazoturbinii nadduv dizelei*, Mašinstroenie, Moskva, 1964.
- [54] **Orlin, A.S., Kruglov, M.G.:** *Kombinirovanie dvuhtaktnie dvigateli*, Mašinstroenie, Moskva, 1968.
- [55] **Mc Aulay, K.J. et al.:** *Development and Evaluation of the Simulation of the Compression – Ignition Engine*, SAE Paper 650451, 1965.
- [56] **Woschni, G.:** *Electronische Berechnung von Verbrennungsmotor – Kreisprozessen*, MTZ 26, 1965.
- [57] **Winterbone, D.E., Thiruarooran, C., Wellstead, P.E.:** *A Wholy Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation*, SAE Paper 770124, 1977.

- [58] **Ledger, J.D., Walmsley, S.:** *Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions*, SAE Paper 710176, 1971.
- [59] **Benson, R.S., Ledger, J.D. Whitehouse, N.D., Walmsley, S.,** *Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine*, SAE Paper 730666, 1973.
- [60] **Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.:** *Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging*, SAE Paper 2001-01-1241, SAE World Congress, Detroit, March 5-8, 2001.
- [61] **Theotokatos, G.:** *Analysis of Turbocharger Operation Including Compressor Surging During Transient Loading of Marine Diesel Engines*, Dr. Eng. Thesis, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, National Technical University of Athens, Athens, Greece, 2001.
- [62] **Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.:** *Analysis of a large two stroke marine diesel engine transient behaviour during compressor surging*, IMechE 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, UK, May 14-15, 2002.
- [63] **Livanos, G.A., Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P.:** *Simulation Of Large Marine Two-Stroke Diesel Engine Operation During Fire in the Schavenging Air Receiver*, Proceedings of The Institute of Marine Engineering, Science and technology, Journal of Marine Engineering and Technology, part A3, p.9, September, 2003.
- [64] **Munitić, A.:** *Kompjuterska simulacija uz pomoć systemske dinamike*, Brodosplit, Split, 1989.
- [65] **Milić, L.:** *Dinamičko kontinuirani simulacijski model brodskog dizelmotornog porivnog sustava*, Doktorska disertacija, Pomorski fakultet Rijeka, Rijeka, 1996.
- [66] **Dvornik, J.:** *Simulacijsko modeliranje brodskih turbinskih pogona sinkronih generatora*, Doktorska disertacija, Pomorski fakultet Rijeka, 2006.
- [67] **Munitić, A., Milić, L., Milković, M.:** *System Dynamics Computer Simulation Model of the Marine Diesel – Drive Generating Set Automatic Control System*, 15th IMACS World Congress, Berlin, 1997.
- [68] **Račić, N.:** *Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskog propulzijskog dizelskog motora*, Magistarski rad, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 1998.

- [69] **Senčić, T.:** *Analiza mogućnosti smanjenja čađe i NOx na suvremenim sporohodnim dizelskim brodskim motorima*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 2010.
- [70] **Šegulja, I.:** *Matematičko modeliranje nestacionarnog strujanja u ispušnim cijevima motora s unutarnjim izgaranjem*, Magistarski rad, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 1987.
- [71] **Hohlbaum, B.:** *Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schellaufe Hohleistungsdieselmotoren*, Dissertation, Universität Fridriciana Karlsruhe, Karlsruhe 1992.
- [72] **Berthold, F.:** *Über den Einfluss einer wässrigen H₂O – Lösung auf die Verbrennung und die Schadstoffemission eines DI-Dieselmotors*, Dissertation, Duisburg 2001.

OSTALI IZVORI

<http://www.epa.gov> (2010.)

<http://www.manbw.com> (2010.)

<http://www.wartsila.com> (2010.)

Operation Manual for RT-flex 60 C, 2009.

POPIS OZNAKA I KRATICA

| | |
|----------------|---|
| a_0 do a_5 | Koeficijenti polinoma |
| A | Površina [m ²] |
| $A_{c,i}$ | Površina izloženog dijela cilindra [m ²] |
| a_g | Brzina zvuka za gorivo [m/s] |
| $A_{i,RV}$ | Površina stijenke koju oplakuje rashladna voda [m ²] |
| $A_{i,sr}$ | Srednja površina stjenki |
| C | Koeficijent Vibe funkcije (ovisan o η_{izg}) |
| C_1, C_2 | Koeficijenti |
| c_m | Srednja stapna brzina [m/s] |
| C_p | Specifični (molni) kapacitet pri konstantnom tlaku [J/kmolK] |
| c_p | Specifični kapacitet pri konstantnom tlaku [J/kgK] |
| C_v | Specifični (molni) kapacitet pri konstantnom volumenu [J/kmolK] |
| c_v | Specifični kapacitet pri konstantnom volumenu [J/kgK] |
| c_{vr} | Brzina vrtloga [m/s] |
| d | Promjer cilindra [m] |
| d | Oznaka derivacije |
| dm_{pr} | Gubici propuštanja |
| DMT | Donja mrtva točka |
| $d\varphi$ | Promjena kuta |
| F | Sila plinova [N] |
| GMT | Gornja mrtva točka |
| h | Specifična entalpija [J/kg] |
| H | Ukupna entalpija [J] |
| H_d | Donja ogrjevna vrijednost [Kod motora je referentna 42707 [kJ/kg] |
| h_K | Visina boka stapa od čela do 1. stapnog prstena |
| κ | Koeficijent adijabate |
| l | Duljina ojnice [m] |

| | |
|------------|---|
| m | Koeficijent Vibe funkcije (koeficijent forme ili oblika), masa [kg] |
| M_s | Molekularna masa smjese [kg/kmol] |
| m_w | Molekularna masa [kg/kmol] |
| p | Tlak [bar, Pa] |
| P | Snaga [W] |
| $p_{C,K}$ | Tlak u cilindru - kompresija [Pa] |
| Q | Toplina, energija [J] |
| Q_g | Toplina dovedena gorivom [J] |
| $Q_{st,c}$ | Toplina stjenki cilindra [J] |
| r | Polumjer koljenastog vratila [m] |
| r | Relativni volumni udjeli sudionika u smjesi [kmol/kmol] |
| R | Plinska konstanta = R_0/m_w |
| R_0 | Opća plinska konstanta = 8314,4 [J/kmolK] |
| RB | Granica pojave čađe po Bosch-u |
| Re | Reynolds-ov broj |
| T | Temperatura [K] |
| $T_{st,i}$ | Temperatura izloženih stjenki [K] |
| t_{SV} | Temperatura sjedišta ventila [°C] |
| $t_{SV,0}$ | Referentna (poznata) temperatura sjedišta ventila [°C] |
| u | Specifična unutarnja energija [J/kg] |
| u_0 | Specifična unutarnja energija na apsolutnoj nuli [J/kg] |
| U | Unutarnja energija (ukupna) [J] |
| v | Specifični volumen [m ³ /kg] |
| V | Volumen [cm ³ , m ³] |
| V_C | Volumen cilindra (trenutni) [m ³] |
| V_0 | Volumen kompresijskog prostora [m ³] |
| V_S | Stapajni volumen [m ³] |
| W | Rad [J] |
| x_g | Brzina izgaranja (omjer trenutno i ukupno oslobođene topline) |

| | |
|------------------------|---|
| $x(\varphi)$ | Pomak stapa od GMT [m] |
| z | Brzina radnog medija [m/s] |
| Z_i | Količina tvari [kmol] |
| $\alpha_{K,sr}$ | Srednji koeficijent prijelaza topline [W/m ² K] |
| β | Kut između ojnice i simetrane (kod koljenastog mehanizma) [RAD] |
| Δp | Promjena tlaka |
| δ_{st} | Debljina stjenke [m] |
| $\Delta\varphi_{TI}$ | Promjena trajanja izgaranja [°KV] |
| $\Delta\varphi_{ZP}$ | Zakašnjenje paljenja [°KV] |
| $\Delta\varphi_{ZP,0}$ | Poznata vrijednost (referentna) zakašnjenja paljenja [°KV] |
| ε | Omjer kompresije (V_C/V_0) |
| η_{izg} | Stupanj iskoristivosti izgaranja |
| η_{vol} | Volumetrijski stupanj djelovanja |
| λ | Toplinska provodljivost [W/m ² K] |
| λ | Pretičak zraka ($1/\Phi$) |
| λ_m | Omjer polužja koljenastog vratila (r/l) |
| μ | Kinematički viskozitet [m ² /s] |
| ρ | Gustoća [kg/m ³] |
| φ | Kut osnovnog koljena [°KV ili RAD] |
| ∂ | Oznaka za parcijalnu derivaciju |

POPIS INDEKSA

| | |
|------|-------------------------|
| PD | Početak dobave |
| 1 pr | Jedan proces |
| C | Cilindar |
| d | Donja |
| df | Difuzijska faza |
| dz | Dodatni zrak |
| g | Gorivo |
| hf | Homogena faza |
| I | Ispuh |
| IO | Ispirni otvor |
| IOO | Ispirni otvor otvoren |
| IOZ | Ispirni otvor zatvoren |
| IV | Ispušni ventil |
| IVO | Ispušni ventil otvoren |
| IVZ | Ispušni ventil zatvoren |
| izg | Izgaranje |
| k | Kompresija |
| KI | Kraj izgaranja |
| PI | Početak izgaranja |
| pr | Propuštanje |
| PU | Početak ubrizgavanja |
| RV | Rashladna voda |
| sr | Srednji |
| st | Stjenka |
| TI | Temperatura izgaranja |
| U | Usis |

| | |
|----|--|
| UV | Usisni ventil |
| v | Ventil |
| vr | Vrtlog |
| ZD | Završetak dobave |
| ZP | Zakašnjenje paljenja |
| ZU | Završetak ubrizgavanja, zakašnjenje ubrizgavanja |

| POPIS SLIKA | str. |
|--|------|
| <i>Slika 3.1: Shematski prikaz dizel-motornog propulzijskog sustava sa sporookretnim dvotaktnim dizelskim motorom s prednabijanjem</i> | 10 |
| <i>Slika 3.2: Raspodjela toplinske energije u cilindru dvotaktnog motora</i> | 25 |
| <i>Slika 3.3: Kontrolni volumen cilindra motora s osnovnim veličinama stapnog mehanizma.....</i> | 26 |
| <i>Slika 3.4: Shematski prikaz stapnog mehanizma</i> | 28 |
| <i>Slika 3.5: Promjena udaljenosti x ovisno o položaju koljenastog vratila na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50.....</i> | 28 |
| <i>Slika 3.6: Usporedba stvarnih vrijednosti tlaka i simulacijom dobivenih tlakova koristeći različite izraze za prijelaz topline.....</i> | 39 |
| <i>Slika 3.7: Shematski prikaz dobave na pumpi goriva, ubrizgavanja i zakona oslobađanja topline [16]</i> | 43 |
| <i>Slika 3.8: Prikaz brzine dovođenja goriva, brzine oslobađanja topline i faza izgaranja.....</i> | 45 |
| <i>Slika 3.9: Shematski dijagram izmjene radnog medija dizelskog motora</i> | 47 |
| <i>Slika 4.1: Prikaz tlakova i zakona oslobađanja topline ovisno o kutu koljenastog vratila na 4T brzoekretnom dizelskom motoru, pri djelomičnom opterećenju i na maksimalnom opterećenju [44]</i> | 51 |
| <i>Slika 4.2: Udio izgorenoga goriva i brzina izgaranja prema Vibe-u</i> | 55 |
| <i>Slika 4.3: Prikaz dobivanja dvostruke Vibe - funkcije</i> | 58 |
| <i>Slika 4.4: Usporedba zakona oslobađanja topline supstituiranog dvostrukom Vibe funkcijom i poligon - hiperbola funkcijom kod brzoekretnog 4T dizelskog motora.....</i> | 60 |
| <i>Slika 4.5: Prikaz različitih oblika Vibe funkcije s raznim koeficijentima forme (m).....</i> | 65 |
| <i>Slika 4.6: Prikaz različitih oblika Vibe funkcije s raznim koeficijentima forme (m) u intervalima od interesa</i> | 66 |
| <i>Slika 4.7: Prikaz zakona oslobađanja topline kod sporookretnih brodskih dvotaktnih motora tipa MAN B&W serije ME i MC [50].....</i> | 69 |
| <i>Slika 4.8: Usporedba zakona oslobađanja topline između sporookretnih brodskih motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i MAN B&W 8 S 50 MC-C</i> | 73 |
| <i>Slika 4.9: Usporedba zakona oslobađanja topline između sporookretnih brodskih motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 i MAN B&W 6 S 60 ME-C.....</i> | 74 |

| | |
|---|----|
| <i>Slika 4.10: Prikaz zakona oslobađanja topline na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100 % maksimalne trajne snage s jednim glađenjem</i> | 76 |
| <i>Slika 4.11: Usporedba zakona oslobađanja toplina za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100 % maksimalne trajne snage ovisno o broju glađenja.....</i> | 77 |
| <i>Slika 4.12: Usporedba zakona oslobađanja topline ovisno o broju glađenja za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C, na 86 % maksimalne trajne snage.....</i> | 77 |
| <i>Slika 4.13: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR.....</i> | 79 |
| <i>Slika 4.14: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR (Gauss-8)</i> | 81 |
| <i>Slika 4.15: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR (Gauss-8).....</i> | 81 |
| <i>Slika 4.16: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR (Gauss-8).....</i> | 82 |
| <i>Slika 4.17: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR (Gauss-8).....</i> | 82 |
| <i>Slika 4.18: Zaglađivanje funkcije zakona oslobađanja topline ($dQ/d\varphi$) za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR (Gauss-8).....</i> | 83 |
| <i>Slika 4.19: Usporedba zaglađenih funkcija zakona oslobađanja topline ispitivanih motora.....</i> | 83 |
| <i>Slika 4.20: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR.....</i> | 85 |
| <i>Slika 4.21: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR.....</i> | 85 |
| <i>Slika 4.22: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR.....</i> | 86 |
| <i>Slika 4.23: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR.....</i> | 86 |
| <i>Slika 4.24: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR.....</i> | 87 |
| <i>Slika 4.25: Trenutni tok oslobođene topline po apsolutnom kutu koljenastog vratila φ, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR.....</i> | 87 |
| <i>Slika 4.26: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu ($\varphi - \varphi_{PI}$) / φ_{TI}, za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR.....</i> | 88 |

| | |
|---|-----|
| <i>Slika 4.27: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C na 90% MCR.....</i> | 89 |
| <i>Slika 4.28: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 95% MCR.....</i> | 89 |
| <i>Slika 4.29: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 86% MCR.....</i> | 90 |
| <i>Slika 4.30: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75% MCR.....</i> | 90 |
| <i>Slika 4.31: Prikaz relativnog toka oslobođene topline (Q_{tr} / Q_{uk}), po relativnom kutu $(\varphi - \varphi_{PI}) / \varphi_{TI}$, za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 40% MCR.....</i> | 91 |
| <i>Slika 4.32: Usporedba Vibe aproksimacije i predloženih Fourierovih funkcija s izmjerenim vrijednostima za motor tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50 na 100% MCR.....</i> | 92 |
| <i>Slika 5.1: Blok dijagram potprograma „Smjesa“</i> | 96 |
| <i>Slika 5.2: Blok dijagram glavnog simulacijskog programa.....</i> | 106 |
| <i>Slika 5.3: Krivulje radnih značajki sporookretnog brodskog dvotaktnog motora tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50.....</i> | 109 |
| <i>Slika 5.4: Prikaz kompresionog prostora motora tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50</i> | 110 |
| <i>Slika 5.5: Ovisnost stupnja kompresije o debljini podloške na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50</i> | 111 |
| <i>Slika 5.6: Otvoreni indicirani dijagrami na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 [3. Maj M.I.D.].....</i> | 113 |
| <i>Slika 5.7: Zatvoreni indicirani dijagrami na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 [3. Maj M.I.D.].....</i> | 114 |
| <i>Slika 5.8: Prikaz brzine promjene tlaka po kutu koljenastog vratila na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 (izračunato iz izmjerenih vrijednosti tlaka), [3. Maj M.I.D.]... ..</i> | 114 |
| <i>Slika 5.9: Otvoreni indikatorski dijagram cilindra broj 5 na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 s prikazanom linijom bez izgaranja.....</i> | 115 |
| <i>Slika 5.10: Wärtsilä 7 RT Flex 50 - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 100 % opterećenja motora ($C=6.9 \quad m+1=1.4 \quad izgar. = 3 \div 67$)</i> | 116 |
| <i>Slika 5.11: Wärtsilä 7 RT Flex 50 - Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 100 % opterećenja – simulirano</i> | 116 |

| | |
|--|-----|
| <i>Slika 5.12: MAN B&W 8 S 50 MC-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 90 % opterećenja motora ($C=6.9$ $m+1=2,1$ izgar. = $-1 \div 45$)</i> | 117 |
| <i>Slika 5.13: MAN B&W 8 S 50 MC-C - Dijagram promjene temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 90 % opterećenja motora – simulirano</i> | 117 |
| <i>Slika 5.14: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 40 % opterećenja ($C=6.9$ $m+1=1.3$ izgar. = $3 \div 47$)</i> | 118 |
| <i>Slika 5.15: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram promjene temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 40 % opterećenja – simulirano</i> | 119 |
| <i>Slika 5.16: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 75 % opterećenja ($C=6.9$ $m+1=1.55$ izgar. = $3 \div 46$)</i> | 120 |
| <i>Slika 5.17: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 75 % opterećenja - simulirano</i> | 120 |
| <i>Slika 5.18: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 86 % opterećenja motora ($C=6.9$ $m=1.62$ izgar. = $3 \div 49$)</i> | 121 |
| <i>Slika 5.19: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 86 % opterećenja motora - simulirano</i> | 121 |
| <i>Slika 5.20: MAN B&W 6 S 60 ME-C - Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na 95 % opterećenja ($C=6,9$ $m+1=1,6$ izgar. = $3 \div 50$)</i> | 122 |
| <i>Slika 5.21: MAN B&W 6 S 60 ME-C – Dijagram temperatura ovisno o kutu koljenastog vratila na 95 % opterećenja – simulirano</i> | 122 |
| <i>Slika 5.22: Wärtsilä RT Flex 50 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 100 % opterećenja</i> | 123 |
| <i>Slika 5.23: MAN B&W 8 S 50 MC-C - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 90 % opterećenja</i> | 124 |
| <i>Slika 5.24: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 40 % opterećenja</i> | 124 |
| <i>Slika 5.25: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 75 % opterećenja</i> | 125 |
| <i>Slika 5.26: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 86 % opterećenja</i> | 125 |
| <i>Slika 5.27: MAN B&W ME-C 60 - odstupanja između izmjerenih i simuliranih vrijednosti tlaka ovisno o kutu koljenastog vratila na 95 % opterećenja</i> | 126 |
| <i>Slika 5.28: Usporedba otvorenih simuliranih indikatorskih dijagrama na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C</i> | 126 |
| <i>Slika 5.29: Brzina promijene tlaka na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex</i> | 127 |

| | |
|---|------------|
| <i>Slika 5.30: Brzina promjene tlaka na motoru tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C</i> | <i>127</i> |
| <i>Slika 5.31: Usporedba brzine promijene tlaka na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano</i> | <i>128</i> |
| <i>Slika 5.32: Usporedba brzina promjene tlaka između motora tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50, motora tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C te motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C.....</i> | <i>129</i> |
| <i>Slika 5.33: Promjena temperature na motoru tipa Wärtsilä 7 RT Flex 50.....</i> | <i>130</i> |
| <i>Slika 5.34: Promjena temperature na motoru tipa MAN B&W 8 S 50 MC-C</i> | <i>130</i> |
| <i>Slika 5.35: Usporedba temperatura na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano</i> | <i>131</i> |
| <i>Slika 5.36: Usporedba brzina promjene temperatura na različitim opterećenjima kod motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C – simulirano.....</i> | <i>132</i> |
| <i>Slika 6.1: Shematski prikaz višestrukog ubrizgavanja na brzookretnom 4T motoru [20].....</i> | <i>133</i> |
| <i>Slika 6.2: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama te profila ubrizgavanja na motorima tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja goriva.....</i> | <i>134</i> |
| <i>Slika 6.3: Prikaz djelovanja električnih impulsa na elektro-hidraulički ventil.....</i> | <i>134</i> |
| <i>Slika 6.4: Stvarna i teoretska otvorenost ventila.....</i> | <i>135</i> |
| <i>Slika 6.5: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja – simulirano.....</i> | <i>137</i> |
| <i>Slika 6.6. Prikaz brzine promijene tlaka po kutu koljenastog vratila za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano</i> | <i>138</i> |
| <i>Slika 6.7. Usporedba vrijednosti temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage, kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano... </i> | <i>140</i> |
| <i>Slika 6.8. Usporedba brzina promjena temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage, kod dva različita načina ubrizgavanja goriva – simulirano</i> | <i>141</i> |
| <i>Slika 6.9: Usporedba otvorenih indikatorskih dijagrama na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 75 % snage ovisno o raznim načinima ubrizgavanja</i> | <i>142</i> |
| <i>Slika 6.10: Otvoreni indicirani dijagram motora tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NOx-a.....</i> | <i>143</i> |
| <i>Slika 6.11: Brzina promjene tlaka na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NOx-a.....</i> | <i>144</i> |

| | |
|--|------------|
| <i>Slika 6.12: Promjena temperature na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – režim niske emisije NO_x-a.....</i> | <i>145</i> |
| <i>Slika 6.13: Brzina promjene temperature na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na 43% maksimalne trajne snage – niski režim NO_x-a</i> | <i>145</i> |
| <i>Slika 6.14: Usporedba izmjerenog i simuliranog režima niske emisije NO_x-a na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C.....</i> | <i>146</i> |
| <i>Slika 6.15: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijama različitog broja ubrizgavanja iste količine goriva.....</i> | <i>147</i> |
| <i>Slika 6.16: Usporedba brzina promjene tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C.....</i> | <i>147</i> |
| <i>Slika 6.17: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijama različitog broja i načina ubrizgavanja (povećano je područje od interesa)</i> | <i>148</i> |
| <i>Slika 6.18: Usporedba temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih variranjem broja i načina ubrizgavanja.....</i> | <i>148</i> |
| <i>Slika 6.19: Usporedba brzina promjene temperatura na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih variranjem broja i načina ubrizgavanja</i> | <i>149</i> |
| <i>Slika 6.20: Tvorba termičkog NO-a za $p = 140$ [bar], $T = 2200 \div 2800$ [K] i $\lambda = 0.8$ [71].....</i> | <i>150</i> |
| <i>Slika 6.21: Usporedba indiciranih tlakova na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijom trostrukog ubrizgavanja te variranjem zadnjeg trajanja izgaranja.....</i> | <i>151</i> |
| <i>Slika 6.22: Usporedba brzina promjene tlaka na motoru tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C dobivenih simulacijom trostrukog ubrizgavanja te variranjem zadnjeg trajanja izgaranja.....</i> | <i>151</i> |
| <i>Slika 6.23: Prikaz ovisnosti podizaja igle elementa rasprskavača ovisno o tlaku goriva, te usporedba raznih oblika p-φ dijagrama, ovisno o načinu ubrizgavanja na motorima tipa Wärtsilä RT Flex [50]</i> | <i>152</i> |

POPIS TABLICA

str.

| | |
|--|------------|
| <i>Tablica 4.1: Vrijednosti koeficijenta C za određeni stupanj iskoristivosti izgaranja goriva (pretvorene energije goriva u toplinsku energiju) – $\eta_{pret,uk}$</i> | <i>53</i> |
| <i>Tablica 4.2: Parametri za preliminarno izračunavanje emisije topline [44]</i> | <i>67</i> |
| <i>Tablica 4.3: Izračunata trajanja izgaranja za pojedini tip motora na određenim opterećenjima.....</i> | <i>78</i> |
| <i>Tablica 4.4: Statistička obrada rezultata dobivenih primjenom pojedinih funkcija</i> | <i>93</i> |
| <i>Tablica 5.1: Osnovni podaci za motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50.....</i> | <i>107</i> |
| <i>Tablica 5.2: Osnovni podaci za motor tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50.....</i> | <i>108</i> |
| <i>Tablica 5.3: Izmjerene vrijednosti na motoru tipa Wärtsilä 7 RT-Flex 50 (mjesto i datum mjerenja: Rijeka, probna vožnja M/V «Andino», 25.01.2009.).....</i> | <i>113</i> |

DODACI

Dodatak 1: Koeficijenti a_0 do a_6 za izračunavanje entalpije plinova u temperaturnom intervalu od 500 do 3000 K [4]

| plin | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 | a_6 | $a_0 = h_0$ |
|------------------|---------|------------|------------|------------|--------|-----------|-------------|
| H ₂ | 3,43328 | -8,181E-6 | 9,6699E-8 | -1,444E-11 | 0,0000 | -3,84470 | 0,0000 |
| CO | 3,3170 | 3,7697E-4 | -3,2208E-8 | -2,195E-12 | 0,0000 | 4,63284 | -1,1395E8 |
| N ₂ | 3,34435 | 2,9426E-4 | 1,9530E-9 | -6,575E-12 | 0,0000 | 3,75863 | 0,0000 |
| NO | 3,50174 | 2,9938E-4 | -9,5880E-9 | -4,904E-12 | 0,0000 | 5,11346 | 8,9968E7 |
| CO ₂ | 3,0959 | 2,73114E-3 | -7,8854E-7 | 8,66E-11 | 0,0000 | 6,58393 | -3,9364E8 |
| O ₂ | 3,25304 | 6,5235E-4 | -1,4952E-7 | 1,539E-11 | 0,0000 | 5,71243 | 0,0000 |
| H ₂ O | 3,74292 | 5,6559E-4 | 4,9524E-8 | -1,818E-11 | 0,0000 | 9,6514E-1 | -2,3923E8 |

Dodatak 2: Vrijednosti koeficijenata Gaussovih aproksimacija zakona oslobađanja topline

| Koeficijenti | Tip motora | | | | | |
|--------------|--|---|--|---|---|--|
| | Wärtsilä 7 RT Flex 50 100 % CR | MAN B&W 8 S 50 MC-C 90% MCR | MAN B&W 6 S 60 ME-C 95% MCR | | | |
| a_1 | -5129 (-3.306E+004, 2.281E+004) | -1.308E+005 (-4.185E+007, 4.159E+007) | 3.605E+006 (-1.768E+015, 1.768E+015) | 4.003E+004 (-6.012E+004, 1.402E+005) | 2.112E+004 (-1.567E+004, 5.791E+004) | 1.173E+005 (-5.59E+005, 7.936E+005) |
| b_1 | 371.5 (370.4, 372.6) | 371 (356.8, 385.2) | 380.7 (-8.279E+006, 8.28E+006) | 371.3 (370.9, 371.7) | 371.6 (371.2, 371.9) | 369.1 (367.5, 370.7) |
| c_1 | 1.855 (-1.128, 4.838) | 3.785 (-53.58, 61.15) | 9.588 (-1.117E+005, 1.117E+005) | 1.809 (0.3473, 3.271) | 1.088 (0.5094, 1.667) | 2.113 (-2.107, 6.333) |
| a_2 | 2.125E+004 (-7.085E+004, 1.134E+005) | 2.102E+004 (-2683, 4.473E+004) | 9.591E+004 (-3.972E+005, 5.89E+005) | 2.818E+004 (1659, 5.47E+004) | -3.443E+005 (-5.987E+006, 5.299E+006) | 2.669E+006 (-1.498E+015, 1.498E+015) |
| b_2 | 371.7 (367.5, 375.9) | 387.5 (382.2, 392.8) | 367.9 (364.5, 371.3) | 373.7 (373.2, 374.3) | 367.8 (366.6, 369) | 365.1 (-5.855E+006, 5.856E+006) |
| c_2 | 3.574 (-1.534, 8.681) | 4.867 (1.406, 8.328) | 2.53 (-3.127, 8.186) | 1.397 (0.8474, 1.946) | 2.851 (-0.3798, 6.082) | 2.67 (-4.68E+004, 4.681E+004) |
| a_3 | 8.394E+004 (-3.999E+007, 4.016E+007) | 1.797E+004 (-4.606E+005, 4.966E+005) | 1.205E+005 (-3.387E+005, 5.798E+005) | -1.828E+004 (-3.148E+005, 2.782E+005) | 6.076E+004 (-2.847E+005, 4.062E+005) | 4.633E+004 (-2.589E+005, 3.515E+005) |
| b_3 | 365.4 (-308.8, 1040) | 364.7 (351.6, 377.9) | 375.9 (362.7, 389.2) | 364.5 (325.1, 403.9) | 373.4 (372.6, 374.3) | 371.3 (366.2, 376.4) |
| c_3 | 5.248 (-92.96, 103.5) | 2.859 (-18.27, 23.98) | 3.597 (-12.45, 19.64) | 6.707(- 31.07,44.49) | 1.85 (-0.3068, 4.007) | 1.925 (-0.4076, 4.257) |
| a_4 | 1686 (-3176, 6548) | 5552 (-1.287E+005, 1.398E+005) | 6.063E+004 (-1.39E+005, 2.603E+005) | 6.753E+004 (4.585E+004, 8.921E+004) | 5.116E+005 (-3.194E+006, 4.217E+006) | 2.921E+004 (1.318E+004, 4.524E+004) |

| | | | | | | |
|----------------------------|---|--|---|--|--|---|
| <i>b</i> 4 | 377.2 (376.1, 378.3) | 383.2 (376.9, 389.6) | 364.9 (361.2, 368.6) | 375.9 (375.3, 376.5) | 367.9 (365, 370.8) | 374.5 (372.9, 376.1) |
| <i>c</i> 4 | 1.163 (-1.072, 3.398) | 2.479 (-9.534, 14.49) | 2.323 (0.7945, 3.852) | 3.289 (2.636, 3.941) | 3.459 (-5.672, 12.59) | 2.929 (1.57, 4.287) |
| <i>a</i> 5 | 3938 (-4331, 1.221E+004) | 4.584E+004 (-3.959E+005, 4.875E+005) | 2.912E+004 (-1.869E+005, 2.451E+005) | 3.375E+004 (-3.304E+004, 1.005E+005) | 4.646E+004 (-2.144E+005, 3.073E+005) | -2.574E+006 (-1.498E+015, 1.498E+015) |
| <i>b</i> 5 | 381.9 (379.6, 384.1) | 378.4 (340.8, 416.1) | 380.1 (376.7, 383.5) | 365.4 (364.9, 365.8) | 375.2 (364.6, 385.8) | 365.1(- 1.64E+007,1.64 1E+007) |
| <i>c</i> 5 | 2.847 (-0.4188, 6.112) | 4.409 (-35.38, 44.2) | 1.94 (-4.159, 8.038) | 1.799 (0.8545, 2.743) | 2.615 (-4.195, 9.425) | 2.671(- 1.034E+005,1.0 34E+005) |
| <i>a</i> 6 | 4.422E+004 (2.196E+004, 6.649E+004) | 6081 (-7.303E+004, 8.519E+004) | 2.493E+004 (-8.443E+004, 1.343E+005) | -1.113E+004 (-2.243E+005, 2.02E+005) | 2.733E+004 (8221, 4.644E+004) | -205.6 (-2762, 2351) |
| <i>b</i> 6 | 377.3 (373.6, 380.9) | 361.8 (357.2, 366.4) | 382 (380.1, 383.9) | 360 (235.9, 484.1) | 379.7 (377.4, 382) | 380.3 (369.3, 391.3) |
| <i>c</i> 6 | 9.534 (4.911, 14.16) | 1.878 (-3.248, 7.005) | 1.462 (0.2315, 2.692) | 10.53 (-41.82, 62.89) | 3.294 (1.808, 4.78) | 1.569 (-16.92, 20.06) |
| <i>a</i> 7 | -5.797E+004 (-4.265E+007, 4.254E+007) | 9960 (8742, 1.118E+004) | -3.598E+006 (-1.768E+015, 1.768E+015) | 8.883E+004 (-1.001E+005, 2.777E+005) | 2.884E+004 (2.14E+004, 3.627E+004) | 2.532E+004 (1.804E+004, 3.261E+004) |
| <i>b</i> 7 | 363.6 (59,668.3) | 398.3 (395.6, 401) | 380.6 (-3.07E+007, 3.07E+007) | 368.7 (366.4, 370.9) | 374.1 (373.2, 374.9) | 376.9 (374.4, 379.4) |
| <i>c</i> 7 | 5.021 (-80.02, 90.06) | 10.03 (7.563,12.5) | 9.588 (-1.058E+005, 1.058E+005) | 3.477 (-2.237, 9.191) | 13.34 (12.49, 14.2) | 9.658 (8.441, 10.87) |
| <i>a</i> 8 | 1.391E+004 (4390, 2.344E+004) | 2.002E+005 (-4.14E+007, 4.18E+007) | 1.176E+005 (-7.468E+005, 9.821E+005) | 5.631E+004 (1.804E+004, 9.458E+004) | -6.36E+004 (-2.649E+006, 2.521E+006) | 3.259E+004 (-2.218E+005, 2.869E+005) |
| <i>b</i> 8 | 389.7 (379, 400.3) | 370.9 (359.5, 382.4) | 371.6 (366.5, 376.6) | 374.7 (365.3, 384.2) | 366.2 (266, 466.4) | 492.6 (421.8, 563.3) |
| <i>c</i> 8 | 15.59 (10.39,20.79) | 4.3 (-84.07, 92.67) | 2.996 (-9.042, 15.03) | 16.2 (12.19, 20.21) | 4.798 (-22.02, 31.61) | 13.88 (-8.986, 36.75) |
| SSE | 5.634E+009 | 1.952E+010 | 4.054E+010 | 1.683E+010 | 1.009E+010 | 9.267E+009 |
| <i>R</i> ² | 0.9915 | 0.9695 | 0.9801 | 0.9922 | 0.9953 | 0.9941 |
| Adj. <i>R</i> ² | 0.9914 | 0.9692 | 0.9799 | 0.9921 | 0.9953 | 0.9941 |
| RMSE | 1570 | 2866 | 4268 | 2749 | 2130 | 2040 |

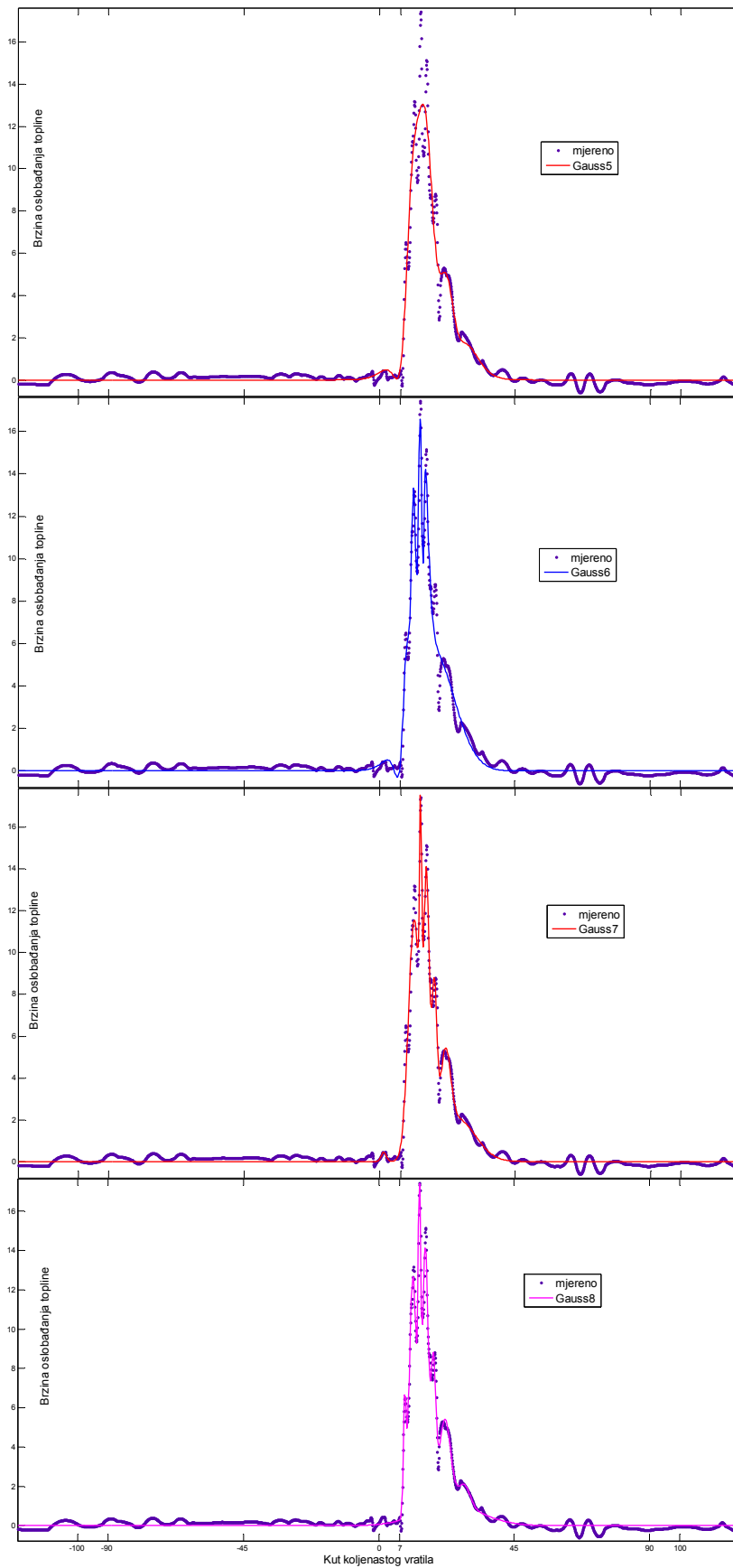
Dodatak 3: Tablica ulaznih parametara za simulacijski program

| Parametri Motor tipa | D [m] | s [m] | L [m] | CR | λ | p_{in} [Pa] | p_{ref} [Pa] | T_{in} [K] | T_{ref} [K] | n [o/s] | Vibe koef. | | φ_{PI} | φ_{TI} | % kol. gor. | Gorivo C _n H _m |
|--|---------|---------|---------|------|-----------|---------------|----------------|--------------|---------------|-----------|------------|-------|----------------|----------------|-------------|---|
| | | | | | | | | | | | C | $m+1$ | | | | |
| 7 Flex 50-100 % MCR | 0,5 | 2,05 | 2,05 | 18,4 | 2,4 | 2,53e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 2,1 | 6,9 | 1,42 | 3 | 66 | 100 | C ₈ H ₁₈ |
| 8 S 50 MC-90% MCR | 0,5 | 1,91 | 2,19 | 18,7 | 2,2 | 2,05e5 | 100200,5 | 300 | 295 | 3,2 | 6,9 | 2,1 | -1 | 45 | 100 | |
| 6 S 60 ME C-40% MCR | 0,6 | 2,4 | 3,018 | 20,9 | 1,9 | 1,18e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 1,5 | 6,9 | 1,3 | 3 | 47 | 100 | |
| 6 S 60 ME C-75% MCR | | | | | 2,1 | 1,9e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 1,5 | 6,9 | 1,55 | 3 | 46 | 100 | |
| 6 S 60 ME C-86% MCR | | | | | 2,0 | 2,06e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 1,55 | 6,9 | 1,62 | 3 | 49 | 100 | |
| 6 S 60 ME C-95% MCR | | | | | 2,0 | 2,05e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 1,5 | 6,9 | 1,6 | 3 | 50 | 100 | |
| 6 S 60 ME C-75% MCR Višestruko ubrizgavanje | | | | | 2,1 | 1,9e5 | 100200,5 | 313 | 288 | 1,5 | 6,9 | 2,0 | -1 | 30 | 15 | |
| | | | | | | | | 6,9 | 1,8 | 1 | 45 | 25 | | | | |
| | | | | | | | | 6,9 | 1,6 | 9 | 70 | 60 | | | | |

**

** Tablica ulaznih parametara za simulacijski program – nastavak

| Parametri Motor tipa | Donja ogrjevna vrijednost Hd [MJ/kg] | Srednja temperatura košuljice [K] | Model prijelaza topline |
|--|--|---|----------------------------|
| 7 Flex 50-100 % MCR | 40,4 | 350 | Woschni |
| 8 S 50 MC-90% MCR | | 350 | |
| 6 S 60 ME C-40% MCR | | 150 | |
| 6 S 60 ME C-75% MCR | | 250 | |
| 6 S 60 ME C-86% MCR | | 350 | |
| 6 S 60 ME C-95% MCR | | 350 | |
| 6 S 60 ME C-75% MCR Višestruko ubrizgavanje | | 250 | |

Dodatak 4: Usporedba različitih aproksimacija brzina oslobađanja topline za motor tipa MAN B&W 6 S 60 ME-C na režimu niske emisije NO_x-a

ŽIVOTOPIS

Autor je rođen 23. 07. 1966. godine u Rijeci, Republici Hrvatskoj. Osnovno obrazovanje stekao je u Lovranu, a srednju školu matematičko-informatičkog usmjerenja završio je u Rijeci 1985.

Pomorski fakultet u Rijeci upisao je 1986. i diplomirao 1991. s temom diplomskog rada «Utjecaj goriva na izbor i kvalitetu brodskih maziva». Tijekom studija višestruko je nagrađivan kao najbolji student Pomorskog fakulteta u Rijeci.

Iste godine se zapošljava na tegljačima i dizalicama tadašnjeg JPS iz Rijeke, gdje obavlja jednogodišnju plovidbenu praksu u svojstvu vježbenika stroja.

Nakon uspješno položenog časničkog ispita započinje časnički plovidbeni staž na brodovima Lošinjske plovidbe, gdje stječe uvjete za polaganje ispita za upravitelja stroja na brodovima s pogonskim strojem od 3000 kW i jačim. Ispit uspješno polaže 1995. godine, nakon čega se vraća na brod u svojstvu upravitelja stroja. Iste godine odlazi na stranu kompaniju gdje plovi u svojstvu upravitelja do 1999. kada se honorarno zapošljava na Pomorskom fakultetu u Rijeci.

Tamo započinje kao vanjski suradnik radeći u centru za izobrazbu pomoraca, a obavlja poslova obuke i školovanja pomoraca u sklopu specijalističkih tečajeva za tankere za ulja, plin i kemikalije.

Godine 2000. prima se na Pomorski fakultet u Rijeci kao znanstveni novak. Od 2002. sudjeluje na projektu red. prof. dr. sc. Pavla Komadine, pod naslovom; „Sigurnost plovidbe i zaštita morskog okoliša, pomorski prometni tokovi i sustav pomorskog obrazovanja u Hrvatskoj do 2020. godine“, 2002. – 2005., te projektu red. prof. dr. sc. Enca Tirelija pod naslovom "Prihvatljivost porivnog sustava po energiji, sigurnosti, ekologiji i održavanju", te od 2007. "Energetski sustavi broda, alternativna goriva i smanjenje emisija štetnih tvari".

Godine 2000. upisuje poslijediplomski studij na matičnom fakultetu pod naslovom „Tehnološki sustavi u pomorskom prometu“, te 2005. uspješno brani magistarski rad pod naslovom „Analiza suvremenih sistema ubrizgavanja i sistema upravljanja ispušnim ventilom na sporohodnim brodskim motorima“,

pod mentorstvom red. prof. Tehničkog fakulteta u Rijeci dr. sc. Vladimira Medice.

Paralelno završava specijalističke tečajeve za instruktora brodstrojarskih simulatora, na kojima obavlja vježbe iz kolegija «Simulatori i plovidbena praksa 1 i 2». Uz to drži i kolegij «Tehnologija transporta tekućih tereta» na 3. godini dodiplomskog studija.

Kao autor i koautor ima 3 objavljena rada, govori i piše engleski, a služi se talijanskim jezikom.

Kao dodatne tehničke vještine i kompetencije treba navesti dobro poznavanje TIG, MIG i MAG zavarivanja te iskustvo u obavljanju podvodnih radova.

Posjeduje ovlaštenje za pregled broskog strojnog kompleksa izdano od talijanskog klasifikacijskog zavoda - RINA, sva osnovna ovlaštenja potrebna za rad na brodu te posebna ovlaštenja za rad s opasnim teretima, rad na tankerima za ulje, plin i kemikalije, kao i veliki broj drugih naprednih ovlaštenja, kao što su ona za rad na putničkim brodovima, jahtama i dr.

Član je ispitne komisije za prve časnike i upravitelje stroja od 3000 kW ili jačim, pri Ministarstvu mora, prometa i infrastrukture.

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

| | |
|--|---|
| Ime i prezime: | Dean Bernečić |
| Datum i mjesto rođenja: | 23. 07. 1966., Rijeka |
| Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija: | Pomorski fakultet, brodogradarstvo, 1991. |
| Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija za stjecanje stupnja magistra znanosti: | Pomorski fakultet, brodogradarstvo, 2005. |
| Sadašnje zaposlenje: | Asistent – Pomorski fakultet u Rijeci |

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:

Analiza utjecaja višestrukog ubrizgavanja na procese i produkte izgaranja u sporookretnom brodskom dizelskom motoru

| | |
|------------------------------|---|
| Znanstveno područje (šifra): | Tehničke znanosti (2.) |
| Znanstveno polje (šifra): | Tehnologija prometa i transport (2.12.) |
| Grana (šifra): | Pomorski i riječni promet (2.12.02.) |
| Obrazovna skupina (šifra): | Inženjerstvo, prerađivačka industrija i građevinarstvo (52) |

| | |
|--|----------------------------------|
| Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih jedinica: | 183, 100, 7, 76 |
| Znanstveno polje i grana: | Brodogradarstvo, pomorski promet |

| | |
|-----------|---|
| Mentor: | Dr. sc. Ivica Šegulja, dipl. ing. – Red. prof. Pomorskog fakulteta u Rijeci |
| Komentor: | Dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. – Red. prof. Tehničkog fakulteta u Rijeci |

| | |
|-------------------------------------|----------------------------|
| Fakultet na kojemu je rad obranjen: | Pomorski fakultet u Rijeci |
|-------------------------------------|----------------------------|

| | |
|--------------------------------|--|
| Datum prijave teme: | 25. 11. 2008. |
| Datum predaje rada: | 06.12. 2010. |
| Datum prihvaćanja ocjene rada: | 12.01. 2011. |
| Sastav Povjerenstva za ocjenu: | Red. prof. dr. sc. Enco Tireli, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Ivica Šegulja, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. |
| Datum obrane: | 26.01.2011. |

Članovi Povjerenstva za obranu:

- Red. prof. dr. sc. Enco Tireli, dipl. ing. – predsjednik i član
- Red. prof. dr. sc. Ivica Šegulja, dipl. ing. – mentor i član
- Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. – komentor i član